

ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ

ПРУЖИНЫ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И УКАЗАНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ

ОСТ4 ГО.838.200

Редакция 1-77

Издание официальное

Проверен в 1987г.
Срок действия продлен до 1 июля 1993г

Проверен в 1992г.
Ограничение срока действия снято

УДК 62-272.001.24 ② Группа ~~Т52~~

ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ

ПРУЖИНЫ
Методика расчета и указания
по проектированию

ОСТ4 ГО.838.200
Редакция 1-77
Взамен НГО.010.007
Редакция 1-65

Директивным письмом организации от 30 сентября 1977 г. № 017-107/к/783 срок действия установлен с 1 июля 1978 г. до 1 июля ~~1983 г.~~ 1988 года. ②

Настоящий стандарт устанавливает для пружин общего назначения методику расчета, нормы проектирования и технические требования к изготовлению, не отраженные в конструкторс- [illegible]кументе.

ся разраб[illegible]
износа

1. КЛАССИФИКАЦИЯ

1.1. Пружины, рассматриваемые в настоящем отраслевом стандарте, подразделяются:

по конструкции – на винтовые (цилиндрические, конические), тарельчатые, спиральные, пластинчатые;

по характеру приложения нагрузки – на пружины сжатия, растяжения, кручения (винтовые, спиральные, заводные и др.) и изгиба (типа контактных);

по условиям работы – на 2 класса.

1.2. Класс I – пружины циклического нагружения с неограниченной выносливостью, выдерживающие до разрушения не менее $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

Рекомендуется для применения в храповых механизмах шаговых двигателей (пульсмоторов), кулачковых фиксаторах, контактных приспособлениях и т. п. механизмах.

1.3. Класс II – пружины циклического нагружения ограниченной выносливости, выдерживающие (до разрушения) не менее 10^5 циклов нагружения, и пружины статического нагружения.

Рекомендуется для защелок, стопоров, ручных приводов, пружинных рычагов, крышек, дверок и т. п. устройств.

1.4. Винтовые пружины сжатия и растяжения подразделяются на 2 группы по точности изготовления:

группа 1 – для тарированных по усилию и для нерегулируемых (или регулируемых в ограниченных пределах) пружин, к точности которых предъявляются повышенные требования;

группа 2 – для остальных пружин.

2. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

2.1. В настоящем разделе приведены основные условные обозначения, применяемые в формулах для расчета пружин.

Значения всех остальных обозначений приведены непосредственно в тексте стандарта.

Для параметров пружин установлены следующие условные обозначения:

высота (длина) пружины в свободном состоянии – H_o, мм;

высота (длина) пружины в свободном состоянии между зацепами – H'_o, мм;

Стандарт распространяется на изделия, ТЗ на разработку которых утверждены до 01.04.93. Для изделий, ТЗ на разработку которых утверждены после 01.04.93, применять ГОСТ 13766-86 ÷ ГОСТ 13768-86, ГОСТ 13770-86 ÷ ГОСТ 13772-86.

3. МАТЕРИАЛЫ И ПОКРЫТИЯ

(8) 3.1. Основные материалы и марки пружинной стали, их характеристики с механическими свойствами, условиями ...

(7) Материалы-заменители по механическим свойствам должны быть близки к основным и выбираться из перечня разрешенных к применению материалов.

... напряжения ... приведены в

3.3. Расчетные значения временного сопротивления ... ия проволо- ... -72 диа-

3.3.а. ~~Предел прочности~~ временное сопротивление при растяжении $\sigma_в$ для пружин, подвергнутых термической обработке, выбирается по ~~ОСТ4 ГО.054.051~~ ~~ОСТ 4.054.035-78~~ РД 4.054.035-89 (14)

~~3.4. Материалы и сплавы,~~ применяемые без металлических покрытий, указаны в табл. 4.

(1) ... а и назна-

(4) 3.5. Для защиты пружин необходимо применять цинковое, кадмиевое, никелевое, окисное и серебряное покрытия. Выбор покрытия производить в соответствии с ~~ОСТ4Г 0.014.000~~ ОСТ 107. 9.3001-87. (5)

высота (длина) пружины под нагрузкой – H_1, H_2, H_3, мм;
деформация (прогиб) пружины осевая – F_1, F_2, F_3, мм;
деформация тарельчатой пружины максимальная – f_3, мм;
деформация пружины угловая – φ_1, φ_2, φ_3, град;
диаметр проволоки или прутка – d, мм;
диаметр пружины наружный – D, мм;
диаметр пружины внутренний – D_1, мм;
диаметр пружины средний – D_o, мм;
диаметр конической пружины наружный малый – D', мм;
диаметр контрольного стержня – D_c, мм;
диаметр контрольной гильзы – $D_г$, мм;
длина развернутой пружины – L, мм;
длина пластинчатой пружины в свободном состоянии – L_o, мм;
зазор между концом опорного витка и соседним рабочим витком – λ, мм;
момент силы – M_1, M_2, M_3, кгс·мм;
индекс пружины – C;
коэффициент поправочный – K, K_1;
напряжение касательное при кручении – τ_1, τ_2, τ_3, кгс/мм^2;
напряжение нормальное при изгибе – σ_1, σ_2, σ_3, кгс/мм^2;
сила пружины осевая – P_1, P_2, P_3, кгс;
предварительное напряжение – $\tau_н$, кгс/мм^2;
сила межвиткового давления – $P_н$, кгс;
толщина (высота) сечения – S, мм;
толщина конца опорного витка – $S_к$, мм;
угол между зацепами пружины кручения в свободном состоянии – α_o, град;
угол между зацепами пружины кручения под нагрузкой – α_1, α_2, α_3, град;
число рабочих витков или тарельчатых пружин в пакете – n;
число витков полное или число витков спиральной пружины в свободном состоянии – n_1;
шаг пружины – t, мм;
ширина опорной плоскости тарельчатой пружины – b, мм.

Примечания:
1. K и K_1 – поправочные коэффициенты, учитывающие форму сечения и кривизну витка.
2. Обозначения параметров H, F, φ, M, τ, σ, P, α с индексом 1 применяются для указания величин, соответствующих предварительной деформации, с индексом 2 – рабочей деформации и с индексом 3 – максимальной деформации пружины.

3. МАТЕРИАЛЫ И ПОКРЫТИЯ

3.1. Основные материалы и марки пружинной стали, их характеристики с механическими свойствами, условиями применения указаны в табл. 1.

3.2. Значения временного сопротивления разрыву при растяжении и расчетные напряжения для проволоки I и II классов по ГОСТ 9389-75 в зависимости от ее диаметра приведены в табл. 2.

3.3. Расчетные значения временного сопротивления разрыву при растяжении для проволоки из материалов марок 12Х18Н10Т ТУ 3-1002-77 и Бр. КМц3-1 ГОСТ 5222-72 диаметром от 0,2 до 10,0 мм приведены в табл. 3.

3.4. Материалы и сплавы, применяемые без металлических покрытий, указаны в табл. 4. ... а и назна-

(4) 3.5. Для защиты пружин необходимо применять цинковое, кадмиевое, никелевое, окисное и серебряное покрытия. Выбор покрытия производить в соответствии с ~~ОСТ4Г 0.014.000~~ ОСТ 107. 9.3001-87. (5)

Таблица 1

ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПРУЖИН, ИХ ХАРАКТЕРИСТИКА И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

Марка материала, класс, ГОСТ, ТУ	Краткая характеристика материала	Вид проката	Состояние поставки	Модуль сдвига G	Модуль упругости E	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$	Допускаемое (максимальное рабочее) напряжение для пружин: 1-й группы, на изгиб $\sigma_и$	2-й группы, на изгиб $\sigma_и$	1-й группы, на кручение $\tau_{кр}$	2-й группы, на кручение $\tau_{кр}$	Максимальное напряжение при изгибе $\sigma_з$	Максимальное касательное напряжение при кручении $\tau_з$	Область применения
				кгс/мм^2									
Класс 1 по ГОСТ 9389-75	Углеродистая сталь. Обладает высоким пределом прочности и высокой пластичностью	Проволока	Холодно-тянутая (патентированная)	8000	20000	145-315*	0,36$\sigma_в$	0,54$\sigma_в$	0,3$\sigma_в$	0,45$\sigma_в$	Табл. 2	175	Для пружин растяжения, сжатия, кручения и других проволочных пружин, работающих в интервале температур от минус 60 до плюс 120° при статических, плавно изменяющихся и вибрационных нагрузках

* Уточнение значения $\sigma_в$ и расчетные значения $\tau_{кр}$ в зависимости от диаметра проволоки приведены в табл. 2.

Продолжение табл. 1

Марка материала, класс, ГОСТ, ТУ	Краткая характеристика материала	Вид проката	Состояние поставки	Модуль сдвига G	Модуль упругости E	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$	Допускаемое (максимальное рабочее) напряжение для пружин				Максимальное напряжение при изгибе $\sigma_з$	Максимальное касательное напряжение при кручении $\tau_з$	Область применения
							1-й группы	2-й группы	1-й группы	2-й группы			
							на изгиб $\sigma_и$		на кручение $\tau_{кр}$				
				кгс/мм^2									
Класс ~~II~~ 2 по ГОСТ 9389-75	По сравнению с проволокой 1 класса обладает пониженным пределом прочности и повышенной пластичностью	Проволока	Холодно-тянутая (патентированная)	8000	20000	125-280	0,36 $\sigma_в$	0,54 $\sigma_в$	0,3 $\sigma_в$	0,45 $\sigma_в$	Табл. 2	155	Для изготовления тех же пружин в случаях, когда может быть допущено незначительное снижение упругих свойств в процессе эксплуатации
(1) ~~50~~ 51ХФА ТУ и сортамент по ГОСТ 14963-~~69~~ 78 (1)	Хромованадиевая высококачественная сталь. Обладает высокими упругими и пластическими	Проволока	Полированная, шлифованная серебрянка и неполированная			Не менее 150	58	90	48	75	110	80	Для изготовления ответственных пружин, работающих при ударных вибрационных знакопеременных нагрузках в интервале

	свойствами. Также устойчива против роста зерен, хорошо закаливается в масле и менее склонна к обезуглероживанию	Проволока	нешлифованная (после холодного волочения)										температур от минус 180 до плюс 250°С
12Х18Н10Т, ТУ и сортамент по ТУ 3-1002-~~77~~ 81	Хромоникелетитановая нержавеющая сталь аустенитного класса, немагнитная. Обладает высокими упругими свойствами в наклепанном состоянии	Проволока	Горячекатаная нагартованная	7000	20000	145 (1) ~~150-205~~** 180**	0,23 σв	0,35 σв	0,19 σв	0,29 σв	140	115	Для изготовления цилиндрических пружин, работающих в агрессивных средах ~~при нормальной, пониженной и повышенной температурах~~ (1) Пружины работают при температуре от минус 60 до плюс 250°С.

** Уточненные значения σв в зависимости от диаметра проволоки приведены в табл. 3.

Продолжение табл. 1

Марка материала, класс, ГОСТ, ТУ	Краткая характеристика материала	Вид проката	Состояние поставки	Модуль сдвига G	Модуль упругости E	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$	Допускаемое (максимальное рабочее) напряжение для пружин на изгиб $\sigma_и$, 1-й группы	на изгиб $\sigma_и$, 2-й группы	на кручение $\tau_{кр}$, 1-й группы	на кручение $\tau_{кр}$, 2-й группы	Максимальное напряжение при изгибе $\sigma_з$	Максимальное касательное напряжение при кручении $\tau_з$	Область применения
				кгс/мм²	кгс/мм²	кгс/мм²	кгс/мм²	кгс/мм²	кгс/мм²	кгс/мм²	кгс/мм²	кгс/мм²	
65Г, ТУ и сортамент по ГОСТ 11850-72	Марганцевистая пружинная сталь. После соответствующей термической обработки обладает высокими упругими свойствами и прочностью. Сталь чувствительна к перегреву и склонна к образованию трещин при закалке в воде	Проволока квадратная	Отожженная	8000	20000	От 50 до 80 вкл.	45	65	38	54	~~44~~ 90***	~~35~~ 54	Для изготовления пружин, пружинных колец, пружинных шайб (Гровера), защелок, хомутиков и др. Пружины работают при температурах от минус 60 до плюс 120°С
			Нагартованная			Не более 125							

У8А, ТУ и сортамент по ГОСТ 2283-69	Углеродистая высококачественная сталь. После термической обработки обладает высокими упругими и пружинящими свойствами при наличии достаточной вязкости	Лента холоднокатаная	Отожженная	8000	20000	Не более 75	45	65	-	-	① 90*** ~~65~~	-	Для изготовления пластинчатых пружин простой и сложной конфигурации. Пружины работают при температуре от минус 50 до плюс 120°C ①
			Нагартованная			75-120							
60С2А, ТУ и сортамент по ГОСТ 2283-~~69~~ 79	Высокоуглеродистая, легированная кремнием. После термической обработки обладает высокими упругими свойствами	Лента холоднокатаная	Термообработанная, отожженная	8000	20000	Не более 90	40	60	-	-	110** ~~$σ_3$=66~~ ①	-	Для изготовления пластинчатых пружин простой и сложной конфигурации ответственного назначения. Пружины работают при температуре от минус 60 до плюс 120°C
			Нагартованная			80-120							

① *** Величина $σ_3$ дана для пружин после термообработки.

Продолжение табл. 1

Марка материала, класс, ГОСТ, ТУ	Краткая характеристика материала	Вид проката	Состояние поставки	Модуль сдвига G	Модуль упругости E	Временное сопротивление разрыву $σ_в$	Допускаемое (максимальное рабочее) напряжение для пружин: на изгиб $σ_и$, 1-й группы	на изгиб $σ_и$, 2-й группы	на кручение $τ_{ф}$, 1-й группы	на кручение $τ_{ф}$, 2-й группы	Максимальное напряжение при изгибе $σ_з$	Максимальное касательное напряжение при кручении $τ_з$	Область применения
				кгс/мм^2									
70С2ХА, ТУ и сортамент по ТУ14-4-406-73	Высокоуглеродистая сталь, легированная хромом и кремнием. После термической обработки обладает высокими упругими и пружинящими свойствами. По сравнению с У8А и 60С2А обладает более высокими упругими свойствами	Лента холоднокатаная	Термообработанная, отожженная	8000	20000	Не более 90	45	65	-	-	110*** ~~$σ_з=σ_в$~~ ①	-	Для изготовления ответственных пластинчатых и заводных пружин. Пружины работают при температуре от минус 60 до плюс 120°С. ①
			Нагартованная			80-120							

Бр. КМц3-1 ТУ и сортамент по ГОСТ 5222-72 (проволока) и по ГОСТ 4748-~~70~~ 92 (лента)	Бронза кремнемарганцевая. Характеризуется высокой коррозионной стойкостью, антифрикционными свойствами и высокой прочностью. Паяется с трудом только твердыми припоями. В нагартованном состоянии обладает высоким пределом текучести	Проволока	Твердая			78-90					45	36	Для изготовления плоских токопроводящих пружин; пружин, работающих в открытых атмосферных условиях, водяных парах, пресной и морской воде и в магнитных полях, в интервале температур от минус 40 до плюс 250°С
		Лента	Мягкая	4000	9000-12000	Не менее 36	0,32 σв	0,4 σв	0,27 σв	0,33 σв	Не менее 10	-	
			Полутвердая			48-60					28-50		
			Твердая			60-77					50-75		
			Особо твердая			Не менее 77					Не менее 75		
Бр. ОФ6,5-0,15 ТУ и сортамент по ГОСТ 1761-~~70~~ ~~79~~ (1) 92	Бронза оловянно-фосфористая. Обладает отличной устойчивостью против коррозии в атмосферных условиях и в пресной воде, хорошей – в морской воде	Лента	Мягкая	4000	9500-12500	Не менее 30	16	25	-	-	Не менее 13	-	Для изготовления особо ответственных контактных пружин, мембран и т. п.
			Полутвердая			45-58					38-55		
			Твердая			58-76					55-72		
			Особо твердая			Не менее 76					Не менее 72		

(1) *** Величина $\sigma_з$ дана для пружин после термообработки

Продолжение табл. 1

Марка материала, класс, ГОСТ, ТУ	Краткая характеристика материала	Вид проката	Состояние поставки	Модуль сдвига G	Модуль упругости E	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$	Допускаемое (максимальное рабочее) напряжение для пружин: на изгиб $\sigma_и$, 1-й группы	на изгиб $\sigma_и$, 2-й группы	на кручение $\tau_{кр}$, 1-й группы	на кручение $\tau_{кр}$, 2-й группы	Максимальное напряжение при изгибе $\sigma_з$	Максимальное касательное напряжение при кручении $\tau_з$	Область применения
				кгс/мм^2									
Бр. Б2 ТУ и сортамент по ГОСТ 15834-~~70~~ 77 (1) (проволока) по ГОСТ 1789-70 (лента)	Бронза бериллиевая. После наклепа и облагораживания приобретает высокие механические и упругие свойства, обладает высокой коррозионной стойкостью, хорошо противостоит истиранию. Хорошо паяется и сваривается	Проволока	Мягкая (закаленная)			65-140	35	45	30	36	45	36	Для изготовления особо ответственных упругих элементов (пружин, мембран, контактов), работающих в открытых атмосферных условиях, водяных парах, пресной и морской воде, в магнитных полях, при нормальной температуре, без резких ударов
		Лента	Твердая (холоднодеформированная после закалки)	5000	12500	60-95	18	24	-	-	~~35~~ 60 (1)	-	

П р и м е ч а н и я:

1. Допускаемое (максимальное рабочее) напряжение на кручение при расчете пружин сжатия и растяжения находят из отношения $\tau_{кр} = \frac{\sigma_и}{1,2} \approx 0,8\ \sigma_и$ и выбирают по данной таблице в зависимости от характера нагрузки.

2. Расчетные значения $\sigma_в$ для проволоки и лент из Бр. КМц3-1, Бр. Б2, Бр. ОФ6,5-0,15, а также для лент из стали марок 70С2ХА, 60С2А и У8А соответствуют твердому нагартованному материалу.

3. Для пружин, работающих в агрессивных средах или при температуре свыше 350°С, допускается применять марки материалов, предусмотренные перечнем разрешенных к применению материалов и не включенные в настоящий стандарт.

Т а б л и ц а 2

Значения временного сопротивления разрыву $\sigma_в$ и расчетные значения $\tau_{кр}$ в зависимости от диаметра проволоки

Диаметр проволоки d, мм	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, кгс/мм²		Наибольшее рабочее напряжение для пружин, кгс/мм²: I группы $\tau_I = 0,30\sigma_в$		II группы $\tau_{II} = 0,45\sigma_в$		Предельное (испытательное) напряжение, кгс/мм² $\tau_{пр} = 0,55\ \sigma_в$	
	Классы проволоки по ГОСТ 9389-75							
	1	II 2	1	2 II	1	II 2	1	II 2
0,2; 0,25; 0,3	275	230	83	69	124	104	151	127
0,4; 0,5; 0,6	265	220	80	66	119	99	146	121
0,7	260		78		117		143	
0,8		215		65		97		118
0,9	255		77		115		140	
1,0	250	210	75	63	113	95	138	116
1,1	245	205	74	62	110	92	135	113
1,2	240	200	72	60	108	90	132	110
1,6	220	190	66	57	99	86	121	105
1,8	210	180	63	54	95	81	116	99
2,0	205	180	62	54	92	81	113	99
2,5	185		56		83		102	
2,8	180	165	54	50	81	74	99	91
3,0	175		53		79		96	
3,5	170	155	51	47	77	70	93	85
4,0	165	150	50	45	74	68	91	83

Продолжение табл. 2

Диаметр проволоки d, мм	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, кгс/мм^2		Наибольшее рабочее напряжение для пружин, кгс/мм^2				Предельное (испытательное) напряжение, кгс/мм^2	
			1 группы		II группы			
			$\tau_I = 0,30\ \sigma_в$		$\tau_{II} = 0,45\ \sigma_в$		$\tau_{пр} = 0,55\ \sigma_в$	
	Классы проволоки по ГОСТ 9389-75							
	1	И2	1	И2	1	И2	1	2 И
5,0	150	140	45	42	68	63	83	77

Примечание. Величины τ_1, τ_{II} и $\tau_{пр}$, приведенные в табл. 2, подсчитаны по нижним пределам значений временного сопротивления разрыву для каждого диаметра проволоки, приведенного в ГОСТ 9389-75.

Таблица 3

Расчетные значения временного сопротивления разрыву при растяжении $\sigma_в$ в зависимости от диаметра проволоки из материала марок 12Х18Н10Т и Бр. КМц3-1

Диаметр проволоки, d, мм	Марки материала	
	12Х18Н10Т	Бр. КМц3-1
	$\sigma_в$, кгс/мм^2	
0,2-2,2	180	90
2,5; 2,8		85
3,0; 3,5	175	
4,0	170	
4,5		83
5,0	165	
6,0	160	
7,0	150	
8,0	145	
9,0; 10,0	-	78

Таблица 4

Материалы и сплавы, применяемые

без металлических покрытий

Металлы, сплавы и их марки	Условия эксплуатации по ГОСТ ~~14007-68~~ 9.303-84
12Х18Н10Т	~~Л, С, Ж, ОЖ~~ 1-8
Бр. КМц3-1	~~Л, С, Ж, ОЖ~~ 1-8

Примечания:

1. Бронзу Бр. КМц3-1 при эксплуатации в ~~средних и жестких~~ 2-6 условиях необходимо пассировать.

2. Нержавеющие стали для ~~жестких и очень жестких~~ 5-8 условий эксплуатации необходимо электрополировать или полировать химически.

4. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ ПО ИЗГОТОВЛЕНИЮ ПРУЖИН, НЕ ОТРАЖЕННЫЕ В КОНСТРУКТОРСКОМ ДОКУМЕНТЕ

4.1. Пружины изготавливаются безоправочным методом на специальных пружинонавивочных автоматах.

Допускается изготовление спиралей пружин на токарных станках с последующей резкой их на заготовки.

4.2. Пружины растяжения с межвитковым давлением ($P_н$) навивают так, чтобы витки, соприкасаясь, создавали необходимое предварительное напряжение $P_o \leq 0{,}3P_3$.

Начало растяжения таких пружин происходит только тогда, когда нагрузка превысит значение P_o.

Учитывая значительные технологические трудности получения усилия P_o с заданной точностью, пружины с межвитковым давлением допускается применять лишь в тех случаях, когда получение требуемых конструктивных параметров не может быть обеспечено другими путями.

Пружины растяжения без виткового давления допускается навивать с зазорами между витками при условии выполнения предельного отклонения на высоту пружины.

При изготовлении пружин, подвергаемых покрытию, необходимо при определении зазора между витками учитывать толщину покрытия.

4.3. При изготовлении пружин сжатия, при условии выполнения всех исполнительных размеров, указанных на рабочем чертеже, предельные отклонения на равномерность шага в свободном состоянии **(t - d)** должны соответствовать обязательному приложению 1.

4.4. Поджатие торцовых витков заготовки пружины сжатия производить ~~при нагреве концов заготовки до температуры в интервале 700-800 °С.~~ по технологии предприятия-изгото

4.5. Шлифование торцов пружин сжатия, указанное на рабочем чертеже, производить до отпуска в соответствии с черт. 1, на котором приведено изображение торцовой части пружины формы 2 (табл. 9).

Угол обработки опорного торца пружин сжатия должен находиться в пределах 270±25 °С (см. черт. 1).

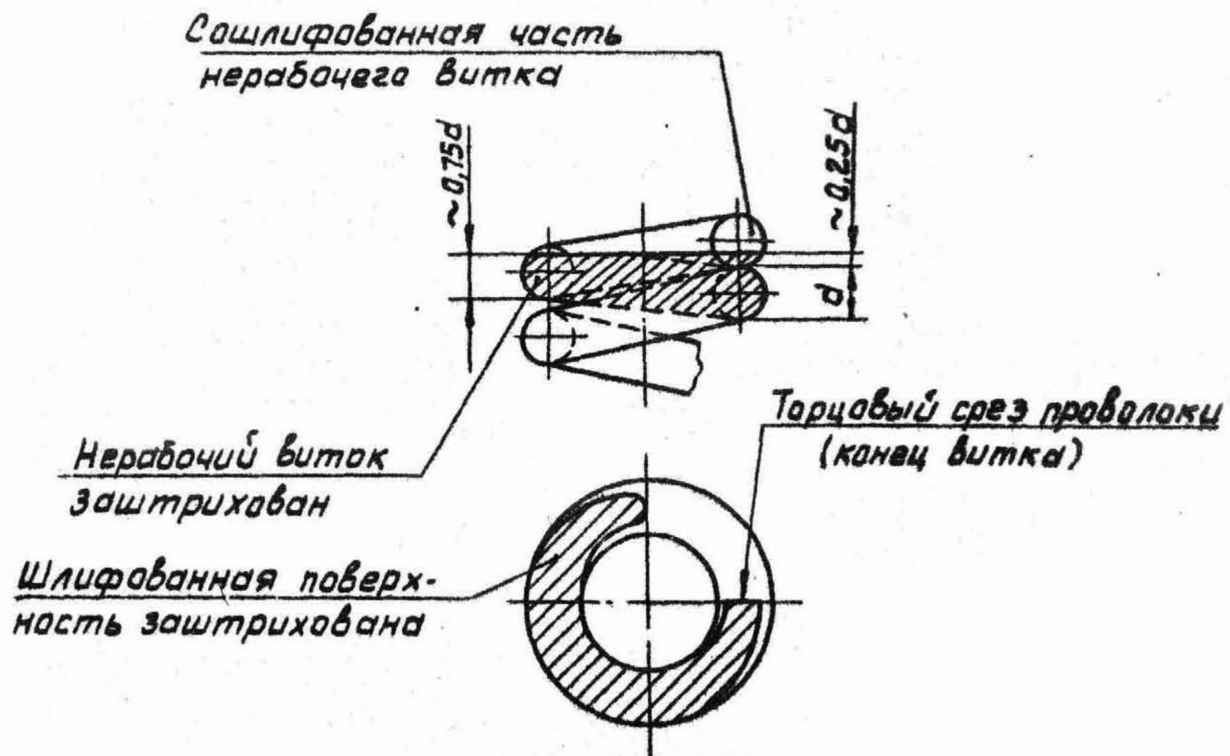
(3) Шлифование торцев пружин, изготовленных из проволоки диаметром 0,5 мм и менее, не рекомендуется. (3)

Таблица 5

Антикоррозионные покрытия пружин в зависимости от их материала и назначения

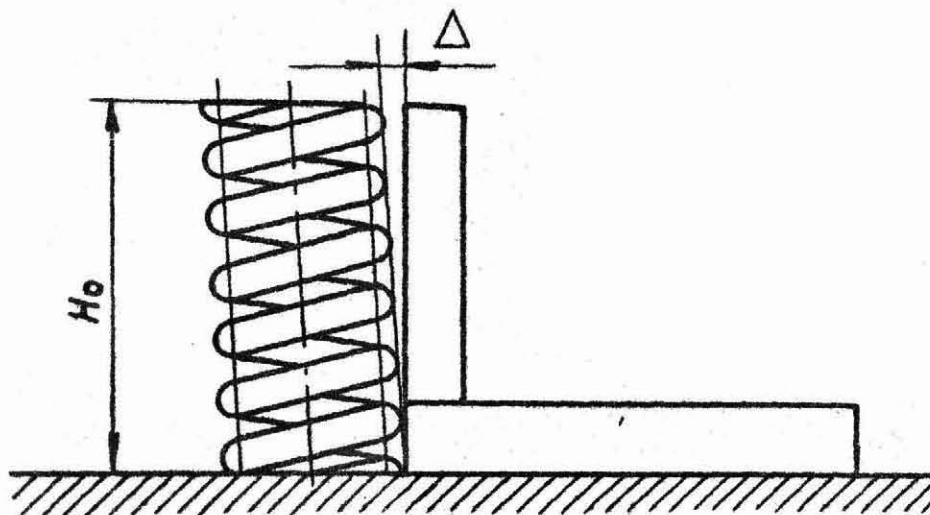
Материал пружины	Вид покрытия	Толщина, мкм	Условное обозначение покрытия по ГОСТ 9.073-77 ~~8791-68~~ (1)	Рекомендуемая область применения	Группа условий эксплуатации по ГОСТ 14007-68	Краткая характеристика покрытия
Сталь	Цинковое	3–6	Ц3. хр	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре материала до 0,5 мм	Л	Хорошая коррозионная стойкость в обычных атмосферных условиях. Неустойчивость в атмосфере, загрязненной промышленными газами, продуктами испарения растительных масел (олифы). Повышенная склонность к наводораживанию основного металла
		6–9	Ц6. хр	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре от 0,5 до 1,0 мм	Л	
		9–12	Ц9. хр	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре свыше 1,0 мм	Л, С, Ж, ОЖ	
	Цинково-диффузионное	–	Диф. Ц	Пружинные шайбы	С, Ж, ОЖ	Высокая коррозионная стойкость в атмосфере, насыщенной промышленными газами, под воздействием грунтовых вод, насыщенных сероводородом, морской воды. Повышенная твердость
	Кадмиевое	6–9	Кд6. хр	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре материала до 1 мм	Л, С	Устойчивость в среде морских испарений, туманов, морской воды и щелочных растворов. Неустойчивость в атмосфере, загрязненной сернистыми газами, продуктами испарения органичес-

		9–12	Кд9. хр	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре материала свыше 1 мм	С, Ж, ОЖ	ких веществ и в присутствии деталей, пропитанных олифой или растительными маслами
Сталь	Окисное химическое	–	Хим. Окс. прм	Различные пружинные детали	Л, С	Удовлетворительная коррозионная стойкость в условиях закрытых, отапливаемых помещений, в герметических приборах
Бронза	Никелевое	3–6	Н3	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре материала до 0,5 мм	Л	Твердость 300–360 единиц по Виккерсу, хорошее сцепление с основным металлом, неустойчивость к сернистым соединениям
		6–9	Н6	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре от 0,5 до 1,0 мм	Л, С	
	Серебряное	3–6	Ср. 3	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре материала до 1,5 мм	Л, С	Твердость 100–130 единиц по Виккерсу. Высокая коррозионная стойкость на чистом воздухе и в питьевой воде. Высокая электропроводность. Хорошее сцепление с основным металлом. Способность к пайке. Неустойчивость к сернистым соединениям
		6–9	Ср 6	Пружины и пружинящие детали при толщине или диаметре материала свыше 1,5 мм	С, Ж	



Черт. 1

4.6. Отклонение от перпендикулярности шлифованных опорных ~~торцев~~ витков пружины сжатия к ~~оси~~ образующей пружины (черт. 2) должно быть не более величин, указанных в табл. 6.



Черт. 2

Таблица 6

мм

H_o	Допускаемое отклонение	
	Группа точности	
	1	2
100	2	4

Допускаемые отклонения от перпендикулярности для пружин высотой, отличной от 100 мм, первой группы точности рассчитывают по формуле

$$\Delta = \frac{H_o \cdot 2}{100}, \qquad (1)$$

для пружин 2-й группы точности – по формуле

$$\Delta = \frac{H_o \cdot 4}{100}. \qquad (2)$$

Допускается для пружин длиной более трех диаметров определение отклонения от перпендикулярности указывать в чертеже для части длины пружины, но не меньшей 3D.

4.7. Отгибку зацепов пружин производить после первого отпуска, после отгибки произвести вторичный отпуск. Предельные отклонения плоскости зацепа от оси пружины выполнять в соответствии с обязательным приложением 1.

При заводке зацепа формы 1а (черт. 10) в центр пружины радиус гибки r_1 должен быть не менее диаметра проволоки d и не более величины

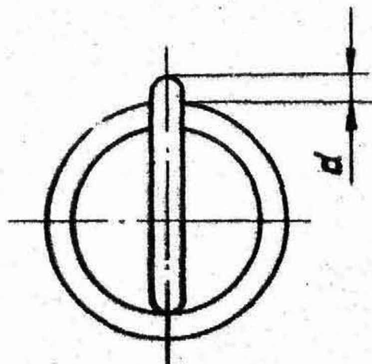
$$r_1 = \frac{D_1 - 2d}{4} . \qquad (3)$$

Разворот плоскостей зацепов или отклонение от перпендикулярности развернутых зацепов не должно превышать:

для пружин диаметром до 10 мм – 25°,

для пружин диаметром свыше 10 мм – 15°.

У пружин растяжения допускается смещение зацепа за пределы образующей пружины не более диаметра проволоки d (черт. 3).

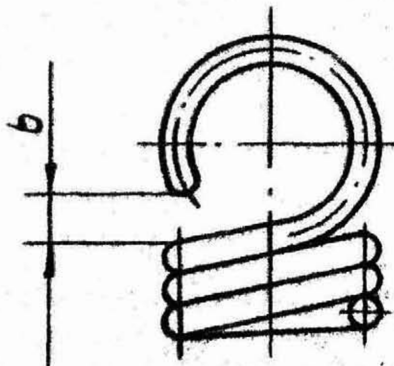


Черт. 3

4.8. Для пружин растяжения размер зазора b между концом зацепа и пружиной (черт. 4) должен быть не менее 1/3 от ее наружного диаметра D, а предельное отклонение на размер должно быть не более:

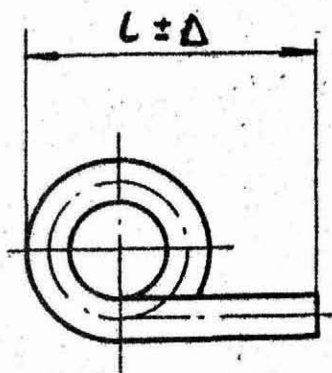
±50% для размера до 1 мм;

±0,5 мм для размера свыше 1 мм.



Черт. 4

4.9. Предельное отклонение на размер конца пружины кручения должно быть проставлено на чертеже (черт. 5).



Черт. 5

4.10. У пружин сжатия или растяжения допуск на величину рабочей нагрузки P_2 при заданной высоте H_2 принимается:

±20%P_2 – для пружин группы 2, изготовляемых из проволоки диаметром d > 0,5 мм;
±25%P_2 – для пружин группы 2, изготовляемых из проволоки диаметром d ≤ 0,5 мм;
±15%P_2 – для пружин группы 1, величина усилия которых может регулироваться при сборке и испытании механизма;
±10%P_2 – для нерегулируемых или трудноурегулируемых пружин группы 1.

Примечание. Для особо ответственных пружин 2-й группы (пружины уравновешивающих механизмов) допуск на величину нагрузок предварительной P_1 и рабочей P_2 принимают ±10%.

4.11. У пружин кручения допуск на величину рабочего момента при заданном угле закручивания принимается:

±15%M_2 – для пружин группы 1;
±20%M_2 – для пружин группы 2.

4.12. Термическую обработку пружин производить согласно требованиям ~~ОСТ4 ГО.054.051~~ ~~ОСТ4.054.035-78~~ РЧ.054.035-89. Отпуск пружин сжатия с отношением высоты H_0 к диаметру D более 5 производить вместе с направляющими стержнями для фиксации пружин по диаметру.

Если обозначение твердости не указано в чертеже, то твердость поверхности пружины должна соответствовать твердости исходного материала.

4.13. Покрытие пружин производить согласно техническим требованиям рабочего чертежа и ОСТ4 ГО.054.076.

4.14. Стабилизацию всех пружин, изготовленных предприятием, производить согласно техническим требованиям ~~ОСТ4 ГО.054.051~~ ОСТ4.054.035-78 РЧ.054.035-89 и настоящего стандарта.

Допускается статический метод стабилизации (заневоливание) проводить аналогично циклическому методу стабилизации (тренировке) путем растяжения пружины до величины высоты пружины под нагрузкой H_3.

Статическая стабилизация пружин кручения осуществляется путем закручивания на угол φ_3 и выдержки в течение 24 ч при температуре в интервале 18–35°С.

Если в технических требованиях рабочего чертежа приведено указание "Стабилизацию не производить", пружина стабилизации не подвергается.

4.15. Учитывая многочисленные факторы, влияющие на характеристики пружин (отклонения от номинального размера материала, отклонения по химическому составу и физико-механичес-

ким свойствам материала, влияние термической обработки на пружину и т. д.), необходимо перед навивкой партии пружин изготовить из данного материала контрольные образцы. ~~К навивке партии пружин можно приступить лишь в том случае, если на контрольных образцах получены заданные чертежом параметры Р с предельными отклонениями, равными 1/4 заданных отклонений.~~

4.16. В том случае, если на рабочем чертеже пружины нет ни диаграммы, ни указания о величинах H_3; P_3 или φ_3, пружина стабилизации не подвергается.

5. ВИНТОВЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРУЖИНЫ

5.1. Общие указания по проектированию. Основные положения

5.1.1. Предельные отклонения на геометрические размеры винтовых пружин приведены в обязательном приложении 1.

5.1.2. Индекс пружины С (отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки d) определяется по формуле

$$C = \frac{D_o}{d} = \frac{D - d}{d} . \qquad (4)$$

Для пружин сжатия, растяжения и кручения величину индекса пружины С в зависимости от диаметра проволоки d выбирают в пределах, указанных в табл. 7.

Таблица 7

Вид пружины	Индекс пружины С				
	Диаметр проволоки d, мм				
	До 0,4 вкл.	Св. 0,4 до 1,0 вкл.	Св. 1,0 до 2,5 вкл.	Св. 2,5 до 6,0 вкл.	Св. 6,0 до 14,0 вкл.
Сжатия и растяжения	8–16	6,3–12,5	5–10	4–10	4–8
Кручения	4–16	4,0–12,5	4–10		4–8

Уменьшение индекса С связано с концентрацией напряжений на внутренних волокнах витка и ухудшением условий изготовления пружин.

5.1.3. Пружины сжатия и растяжения предназначаются для восприятия продольно-осевого усилия. При этом их витки работают в основном на кручение.

5.1.4. Пружины сжатия при определенных соотношениях относительного прогиба (отношения осевой деформации пружины к высоте пружины в свободном состоянии – $\frac{F_n}{H_0}$) и индекса C_1 (отношения высоты пружины в свободном состоянии H_o к ее среднему диаметру D_o) могут терять устойчивость в результате действия продольного изгиба (выпучивания).

Для пружин форм 1, 1б, 1в (табл. 9) величина $C_1 \leq 3$.

Для пружин форм 2, 2а, 2б (табл. 9) с торцами, опирающимися на плоские взаимно параллельные поверхности, при осевом приложении нагрузки, величина C_1 определяется по графику (черт. 6).

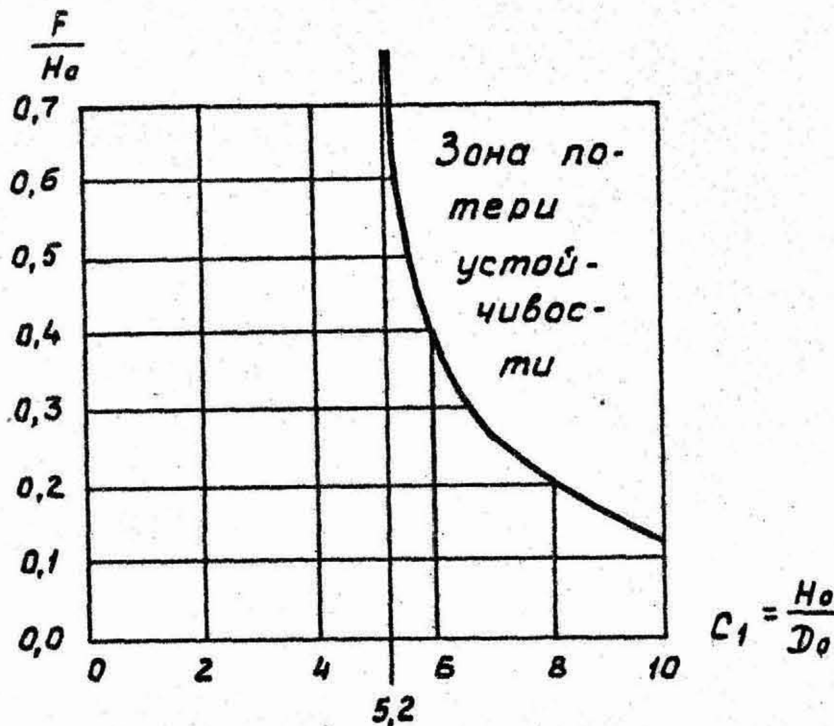
Как видно из графика, при $C_1 \leq 5,2$ потеря устойчивости исключается.

5.1.5. Допускается увеличение значений C_1 против приведенных в п. 5.1.4 при установке пружины в направляющей гильзе или на стержне. При этом диаметр гильзы рекомендуется брать равным 1,03–1,05 от наружного диаметра пружины, а диаметр стержня – 0,95–0,97 от внутреннего диаметра пружины. Для диаметров пружин менее 8 мм – соответственно 1,08–1,10 и 0,90–0,92.

4.17. На рабочем чертеже пружины, выбранной по ГОСТ 13766-~~68~~86, ГОСТ 13768-~~68~~86, ГОСТ 13770-~~68~~86 - ГОСТ 13772-~~68~~86, допускается делать ссылку на технические требования настоящего стандарта.

Пример записи: "Остальные технические требования по ОСТ4 ГО.070.014 и ОСТ4 ГО.838.200".

указания по проектированию. Основные положения



Черт. 6

5.1.6. Учитывая, что при установке пружины на стержне или гильзе выпучивание вызывает трение пружины о направляющие поверхности и, следовательно, приводит к заметному возрастанию нагрузки, рекомендуется, в случае если параметры пружины лежат в зоне потери устойчивости, делать ее составной, разделенной шайбами или кольцами, скользящими в направляющих.

5.1.7. Пружины кручения предназначаются для восприятия нагрузки, сводящейся к паре сил, действующей в плоскости, перпендикулярной оси пружины. При этом ее витки в основном работают на изгиб.

Высота пружин кручения определяется диаметром, а проволоки числом витков и зазором между витками, который должен быть не менее 0,3 мм.

5.1.8. Пружины кручения, помимо расчетов на прочность и передаваемый момент, следует проверить на устойчивость, т. е. отсутствие изгиба оси пружины. При этом максимальный угол закручивания φ_3^o в зависимости от числа рабочих витков n не должен превышать значений, указанных в табл. 8.

Таблица 8

n	φ_3^o, град	n	φ_3^o, град	n	φ_3^o, град
1	123	11	224	21	263
2	146	12	229	22	267
3	162	13	234	23	270

Продолжение табл. 8

n	φ_3°, град	n	φ_3°, град	n	φ_3°, град
4	176	14	238	24	272
5	184	15	242	25	275
6	193	16	246	26	278
7	201	17	250	27	281
8	207	18	254	28	283
9	213	19	257	29	286
10	219	20	260	30	289

5.2. Форма концов пружин

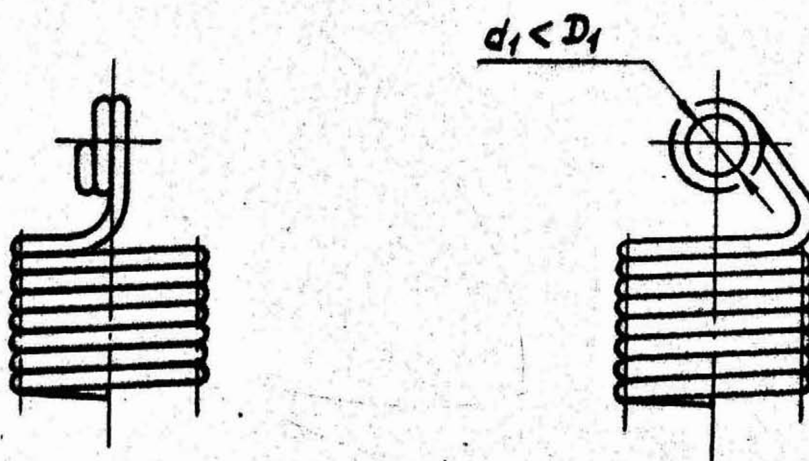
5.2.1. Форма концов винтовых пружин определяется конструкцией пружинного узла и его назначением.

5.2.2. Для пружин сжатия форму концов выбирают в соответствии с табл. 9. Из приведенных предпочтительна форма 2, обеспечивающая наилучшие условия прилегания торца к опорной плоскости.

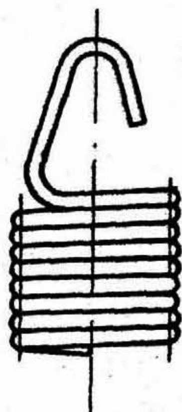
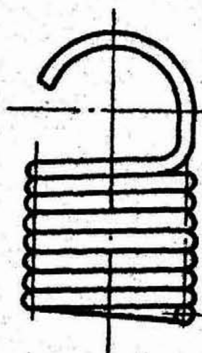
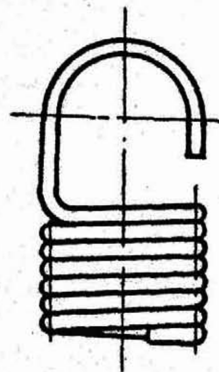
5.2.3. Примеры конструкторского оформления зацепов пружин растяжения приведены на черт. 7-10.

Для ответственных сильно напряженных пружин применяют зацепы с коническим переходом (черт. 9а), закладные зацепы с конической заделкой (черт. 9б) и крепления с помощью ввертных винтовых пробок с крючками (черт. 9в).

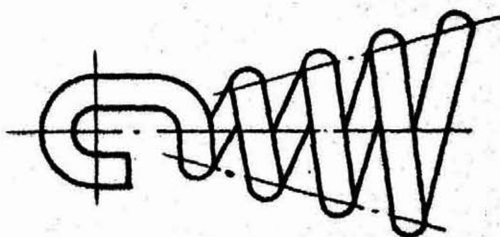
Наиболее совершенным является крепление с помощью ввертных винтовых пробок с крючками (черт. 9г). Это крепление применяют для пружин с диаметром проволоки свыше 5 мм.



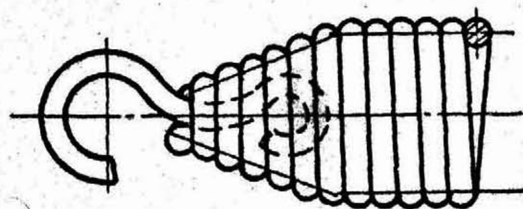
Черт. 7

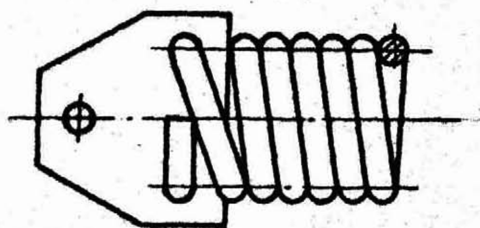
Черт. 8



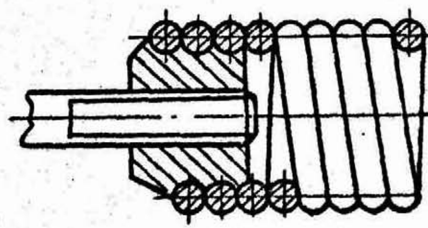
а



б

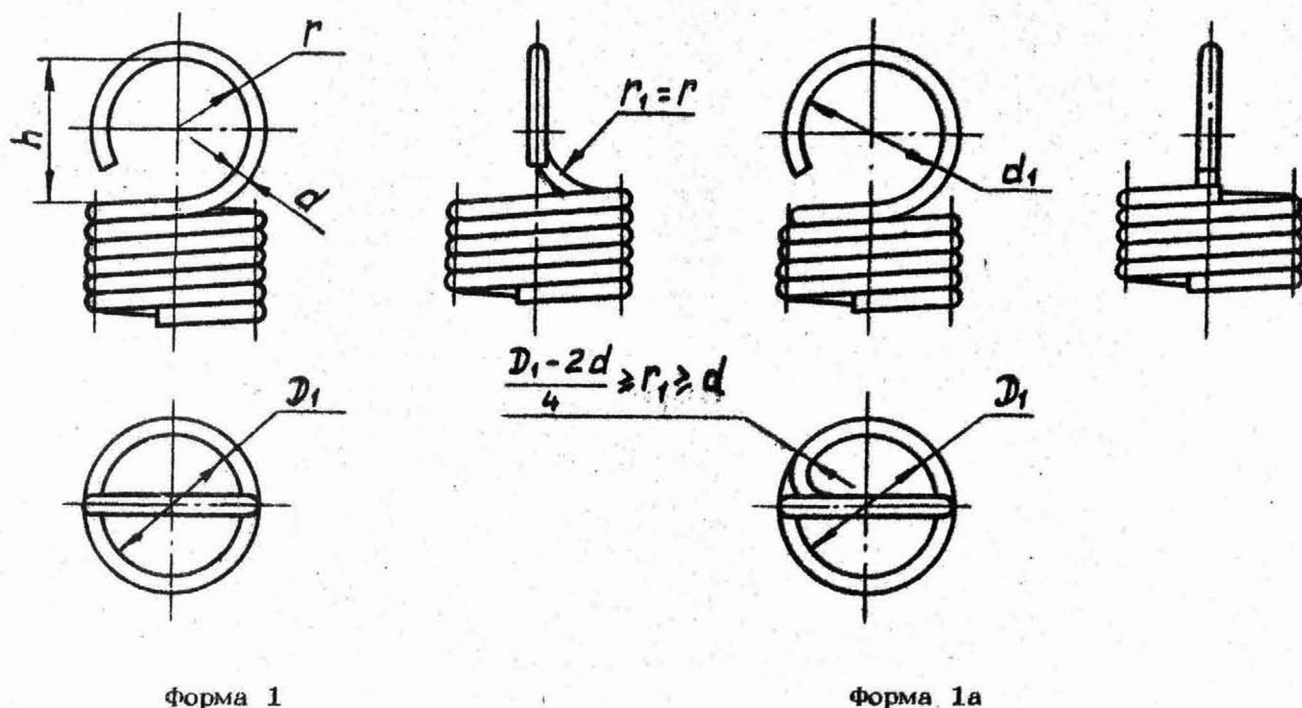


в



г

Черт. 9



Форма 1 Форма 1а

Черт. 10

5.2.4. Несущая способность пружин с зацепами форм 1 и 1а, определенная по размерам рабочей части, не может быть полностью использована из-за концентрации напряжений в зацепе.

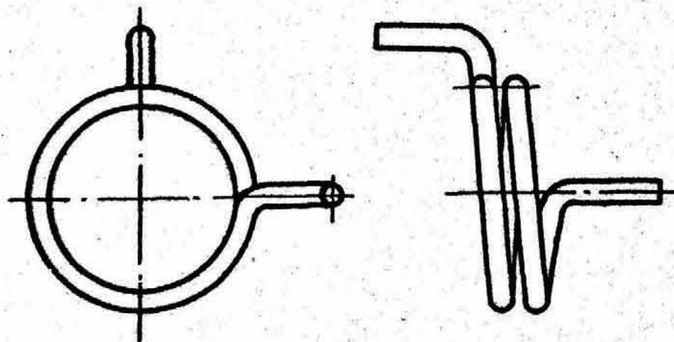
Уменьшение напряжений в зацепе может быть достигнуто увеличением радиуса перегиба r_1 (см. черт. 10, формы 1 и 1а) и уменьшением диаметра d_1 (см. черт. 7).

Поверочный расчет напряжений в зацепах приведен в рекомендуемом приложении 2.

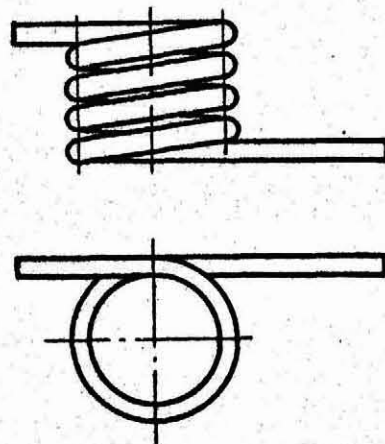
При расчете пружин без зацепа следует учитывать число нерабочих витков (1,5-2,5), необходимых для крепления пружины.

5.2.5. У пружин кручения концы проволоки загибают в зависимости от способа передачи крутящего момента.

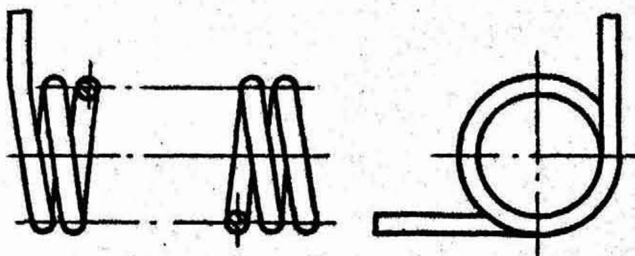
Примеры конструкторского оформления концов пружин кручения приведены на черт. 11-14.



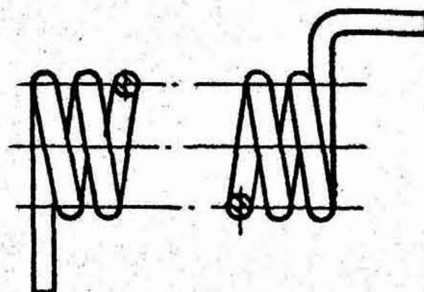
Черт. 11



Черт. 12



Черт. 13



Черт. 14

5.2.6. Для ориентировки при вычерчивании пружин, а также при проверке чертежей рекомендуется пользоваться табл. 9 – для пружин сжатия, табл. 10 – для пружин растяжения.

Таблица 9

Пружины сжатия

Форма	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1		Пружина с неподжатыми и нешлифованными крайними витками	$H_o = nt + d$ $H_{сж} = nd + d$ $n_1 = n$	$n = 5$
1а		Пружина с поджатыми по 3/4 витка с каждого конца и нешлифованными торцами	$H_o = (n-0,5)t+3d$ $H_{сж} = (n-0,5)d+3d$ $n_1 = n + 1,5$ (1)	$n = 3,5$

Фор-ма	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1б		Пружина с поджатыми по 1-му витку с каждого конца и нешлифованными торцами	$H_o = nt + 3d$ $H_{сж} = (n-0,5)d + 3d$ $n_1 = n + 2$	$n = 3,5$
1в			$H_o = nt + 3d$ $H_{сж} = nd + 3d$ $n_1 = n + 2$	$n = 3$

Продолжение табл. 9

Фор-ма	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
2	t, $S_{k\,min}$, H_o, $H_{сж}$	Пружина с поджатыми по 1 витку с каждого конца и сошлифованными на 3/4 окружности	$H_o = nt+1,5d$ $H_{сж} = nd+1,5d$ $n_1 = n+2$ $S_k = 0,25d$	$n = 3,5$
2а	$S_{k\,min}$, t, H_o, $H_{сж}$			$n = 3$

Продолжение табл. 9

Форма	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
2б	$\lambda\ max$, t, $S_{k\ min}$, H_o, $H_{сж}$	Пружина с поджатыми по 3/4 витка с каждого конца и сошлифованными на 3/4 окружности	$H_o = nt + d$ $H_{сж} = nd + d$ $n_1 = n + 1,5$ $S_k = 0,25d$ $\lambda = 0,25(t-d)$	$n = 3,5$

① Примечание. Количество рабочих витков n указано для пружин, изображенных в таблице.

Таблица 10

Пружины растяжения

Форма зацепа	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1	h, H_o, H_o'	Зацепы расположены в одной плоскости и открыты с одной стороны	$H_o = (n + 1)d$ $H_o' = (n+1)d+2h$	n = 4,5
	h, H_o, H_o'	Зацепы расположены в одной плоскости и открыты с противоположных сторон		n = 4

Продолжение табл. 10

Форма зацепа	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1	h, H_o, H_o'	Зацепы расположены под углом 90^o	$H_o = (n+1)d$ $H_o' = (n+1)d+2h$	n = 4,25
	h, H_o	Зацепы расположены под углом 90^o		n = 4,75

Продолжение табл. 10

Форма зацепа	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1а	h; H_o; H'_o; А; Б; Вид А; Вид Б	Зацепы расположены в одной плоскости и открыты с одной стороны	$H_o=(n+1)d$ $H'_o=(n+1)d+2h$	n = 4

Продолжение табл. 10

Форма зацепа	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1а		Зацепы расположены под углом 90°	$H_o=(n+1)d$ $H_o'=(n+1)d+2h$	n = ~~4,25~~ 3,75

Продолжение табл. 10

Форма зацепа	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1а	h, H_o, H'_o; А, Б; Вид А, Вид Б	Зацепы расположены в одной плоскости и открыты с противоположных сторон	$H_o=(n+1)d$ $H'_o=(n+1)d+2h$	n = 4,5

Продолжение табл. 10

Форма зацепа	Изображение	Конструктивные особенности	Геометрические параметры	Количество рабочих витков
1а		Зацепы расположены под углом 90°	$H_0=(n+1)d$ $H'_0=(n+1)d+2h$	n = ~~3,75~~ 4,25 ①

① Примечание. Количество рабочих витков n указано для пружин, изготовленных в таблице.

5.3. Расчет цилиндрических винтовых пружин. Общие указания

5.3.1. Расчет пружин из проволоки круглого сечения дается по формулам для статического нагружения, исходя из наибольшей нагрузки или деформации.

5.3.2. Расчет обеспечивает практически достаточную точность результата при углах подъема винтовой линии, не превышающих 12°, так как:

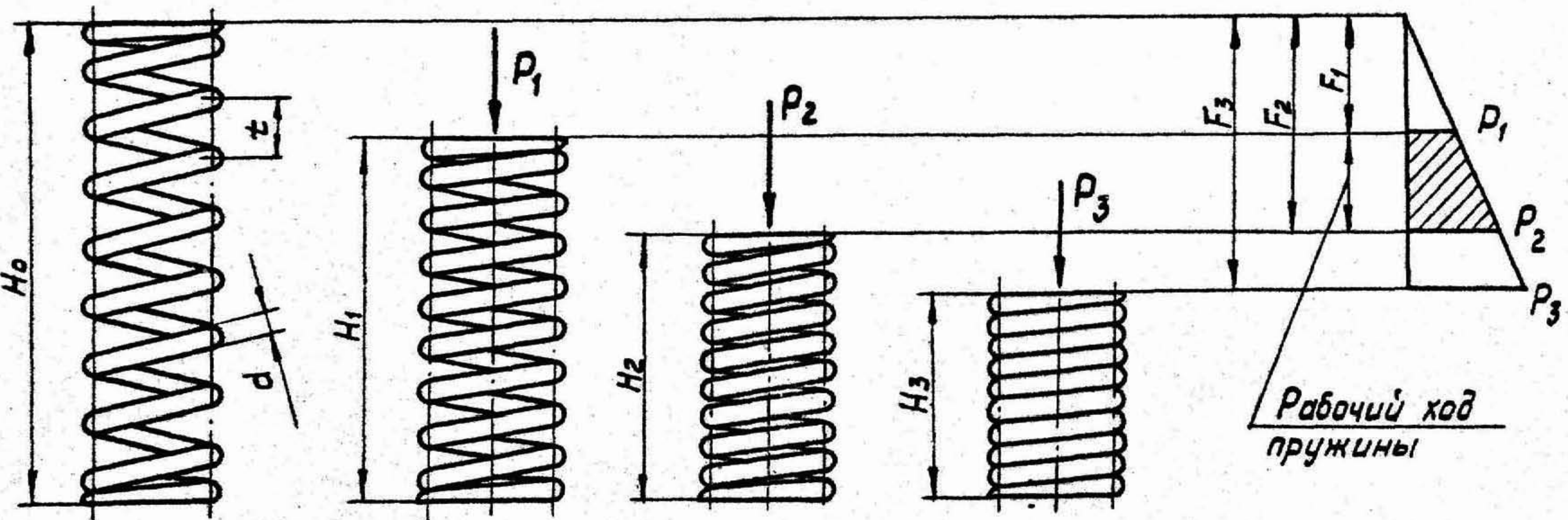
расчетные формулы не учитывают напряжений от изгиба, что при больших углах подъема связано со значительным расхождением расчетных и фактических параметров пружины;

при больших углах подъема возрастают остаточные деформации (осадка) пружины в результате постепенного снижения упругих свойств материала (релаксации).

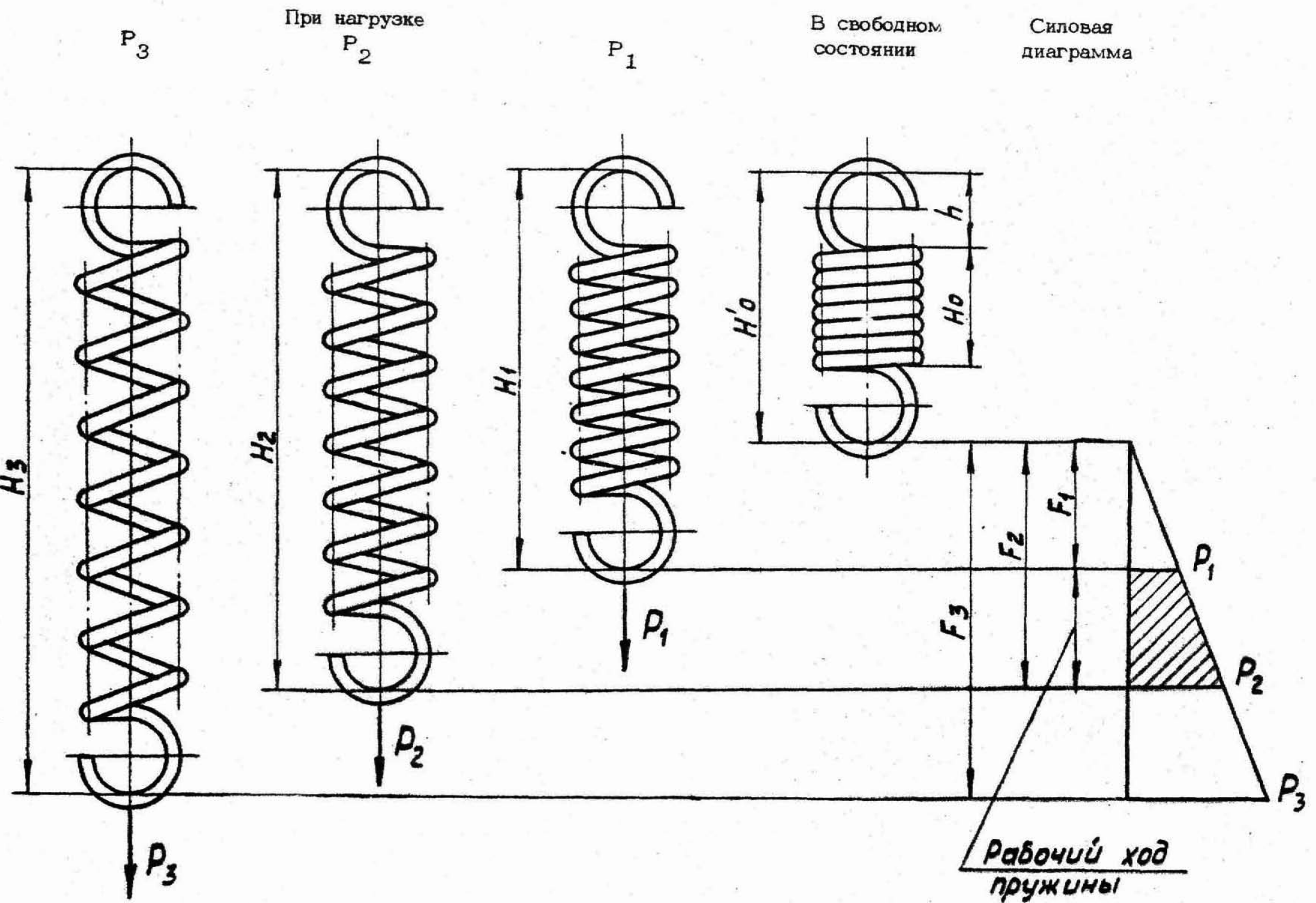
Как правило, углы подъема для пружин сжатия следует выбирать в пределах 6-10°. Сжатие пружины до полного соприкосновения витков возможно при углах подъема, не превышающих 9°.

5.3.3. Схема работы пружин сжатия и растяжения в зависимости от нагрузки приведена на черт. 15 и 16.

Схема работы пружины сжатия



Черт. 15


Схема работы пружины растяжения
P_3
При нагрузке P_2
P_1
В свободном состоянии
Силовая диаграмма
H_3
H_2
H_1
H'_0
h
H_0
F_1
F_2
F_3
P_1
P_2
P_3
Рабочий ход пружины

Черт. 16

5.4. Графическое определение основных параметров витковых цилиндрических пружин

5.4.1. Графики, приведенные на черт. 17-22, построены для винтовых цилиндрических пружин из проволоки круглого сечения диаметром от 0,2 до 8,0 мм и отражают зависимость между следующими основными параметрами:

для пружин сжатия и растяжения – P_2, D, d, f_2, Z (см. черт. 17-19),

для пружин кручения – M_2, D, d, γ_2, Z (см. черт. 20-22).

Это позволяет, в зависимости от характера задачи, по двум заданным параметрам определять без дополнительных расчетов любые другие из числа приведенных на соответствующих графиках.

Определение тех же параметров расчетным путем по формулам приведены в подразделе 5.5.

5.4.2. Графики построены применительно к пружинам II класса (см. п. 1.3) из стальной проволоки 1 класса по ГОСТ 9389-75 – при диаметрах проволоки от 0,2 до 5,0 мм и проволоки из стали марки ~~60~~ 51ХФА (1) по ГОСТ 14963-~~69~~ 78 (1) – при диаметрах проволоки от 5,5 до 8,0 мм.

5.4.3. Графическое определение параметров пружин 1 класса из указанной выше проволоки производится по заданной нагрузке, увеличенной в 1,5 раза:

$$P_2 \text{ граф} = 1{,}5P_2 \text{ задан.} \qquad (5)$$

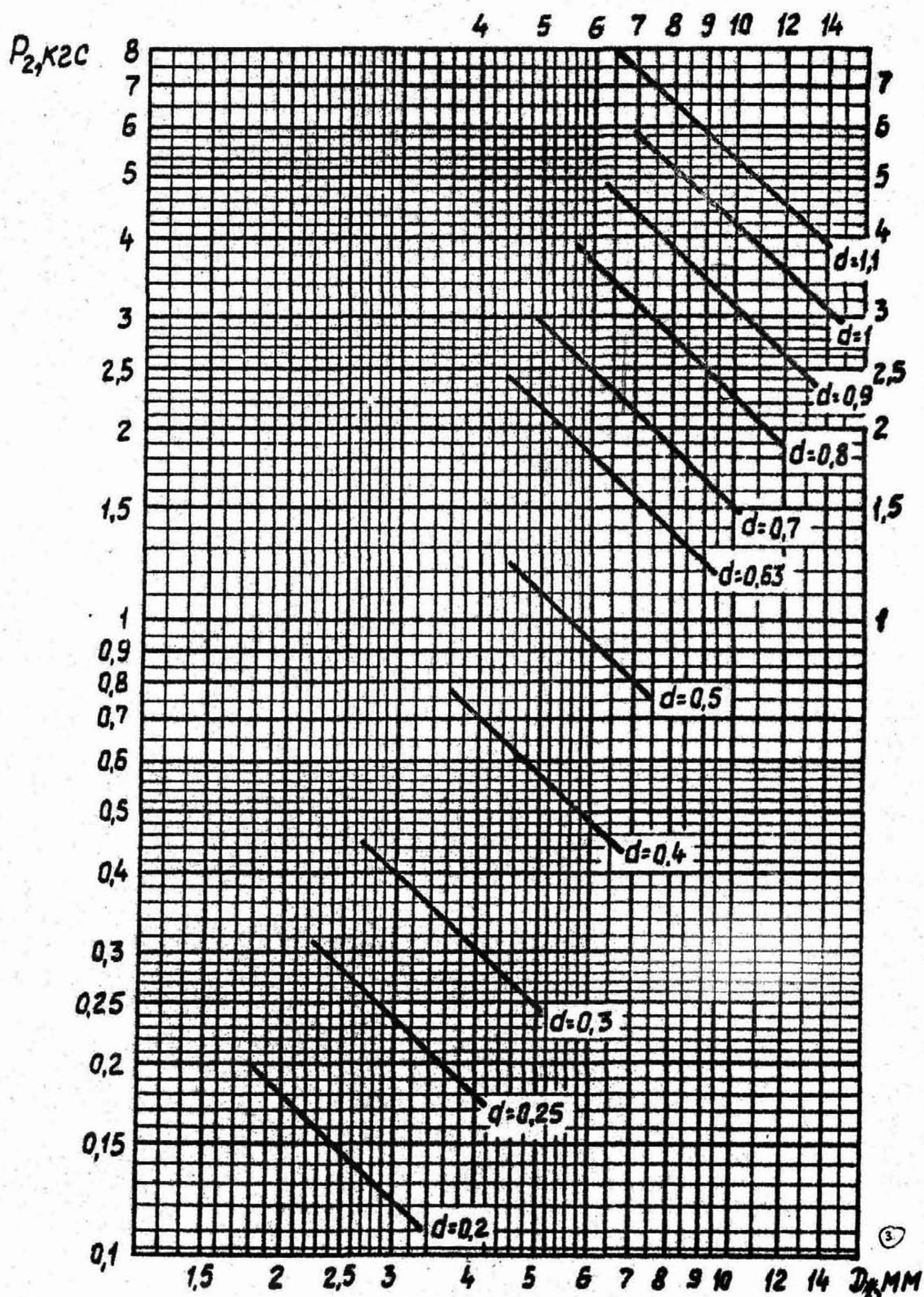
$$M_2 \text{ граф} = 1{,}5M_2 \text{ задан.} \qquad (6)$$

5.4.4. Графическое определение параметров пружин, изготовляемых из других материалов, производится по заданной нагрузке P_2 задан., умноженной на отношение $\frac{\sigma_в'}{\sigma_в''}$ – для пружин II класса и $1{,}5\,\frac{\sigma_в'}{\sigma_в''}$ – для пружин 1 класса,

где $\sigma_в'$ – временное сопротивление разрыву при растяжении для проволоки соответствующего диаметра (п. 5.4.2)

$\sigma_в''$ – временное сопротивление разрыву при растяжении для проволоки из заданного материала по табл. 1.

График зависимости наибольшей рабочей
и диаметра проволоки d для стальных



Черт. 17

нагрузки P_2 от наружного диаметра пружины D пружин сжатия и растяжения II класса

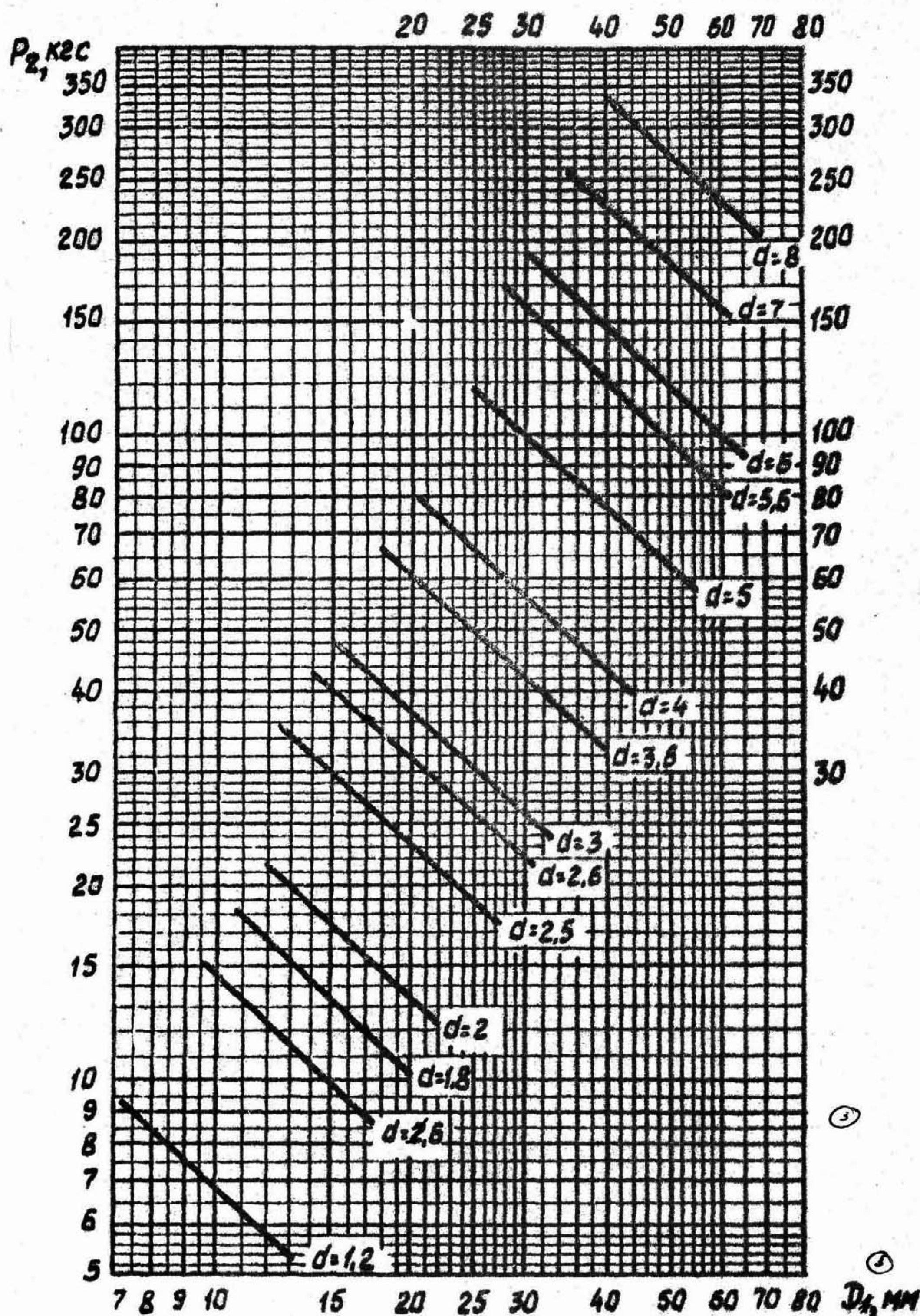
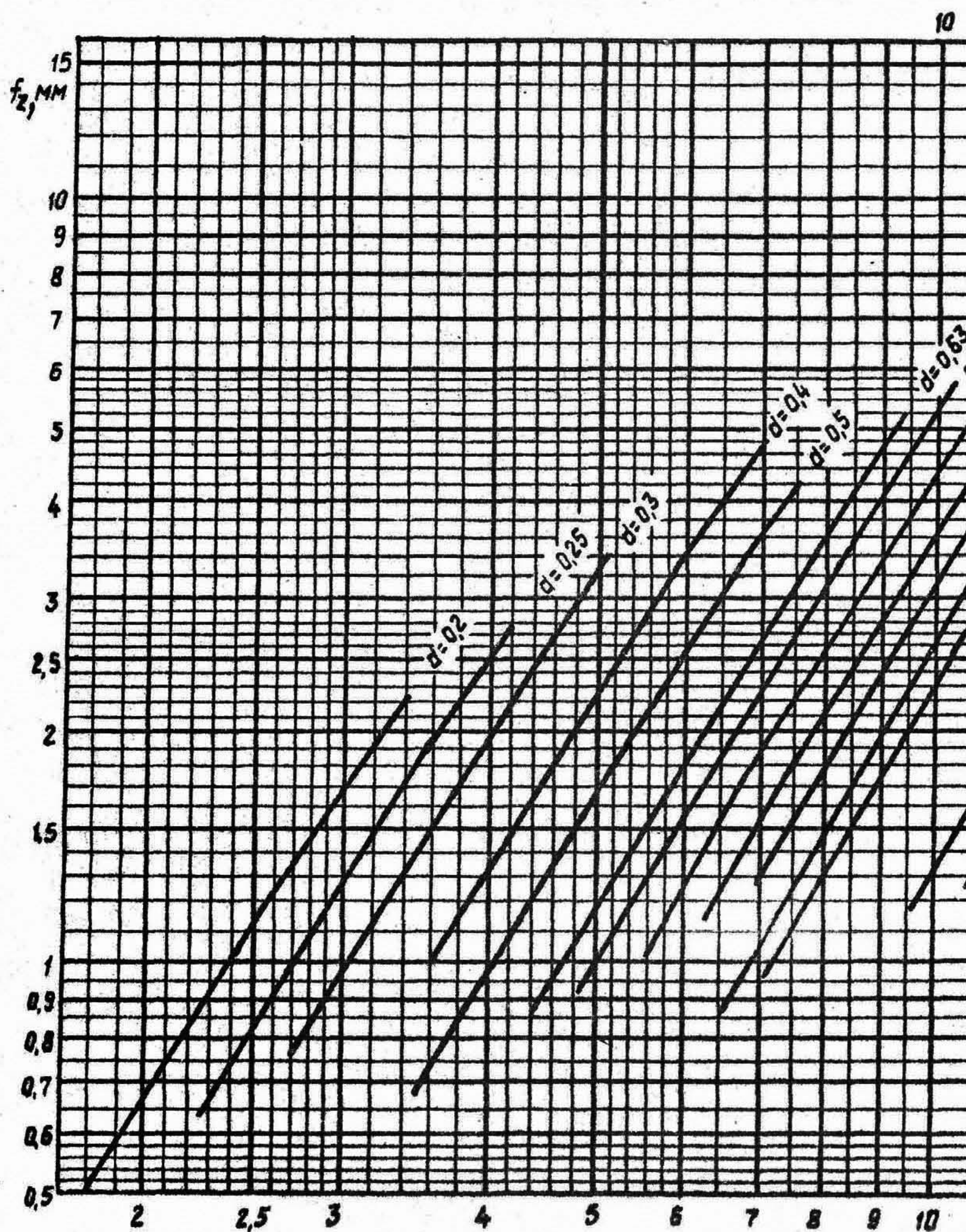


График зависимости осевого перемещения одного
от наружного диаметра пружины D и диаметра проволоки



Черт. 18

витка f_2 (под действием нагрузки P_2)
d для стальных пружин сжатия и растяжения II класса

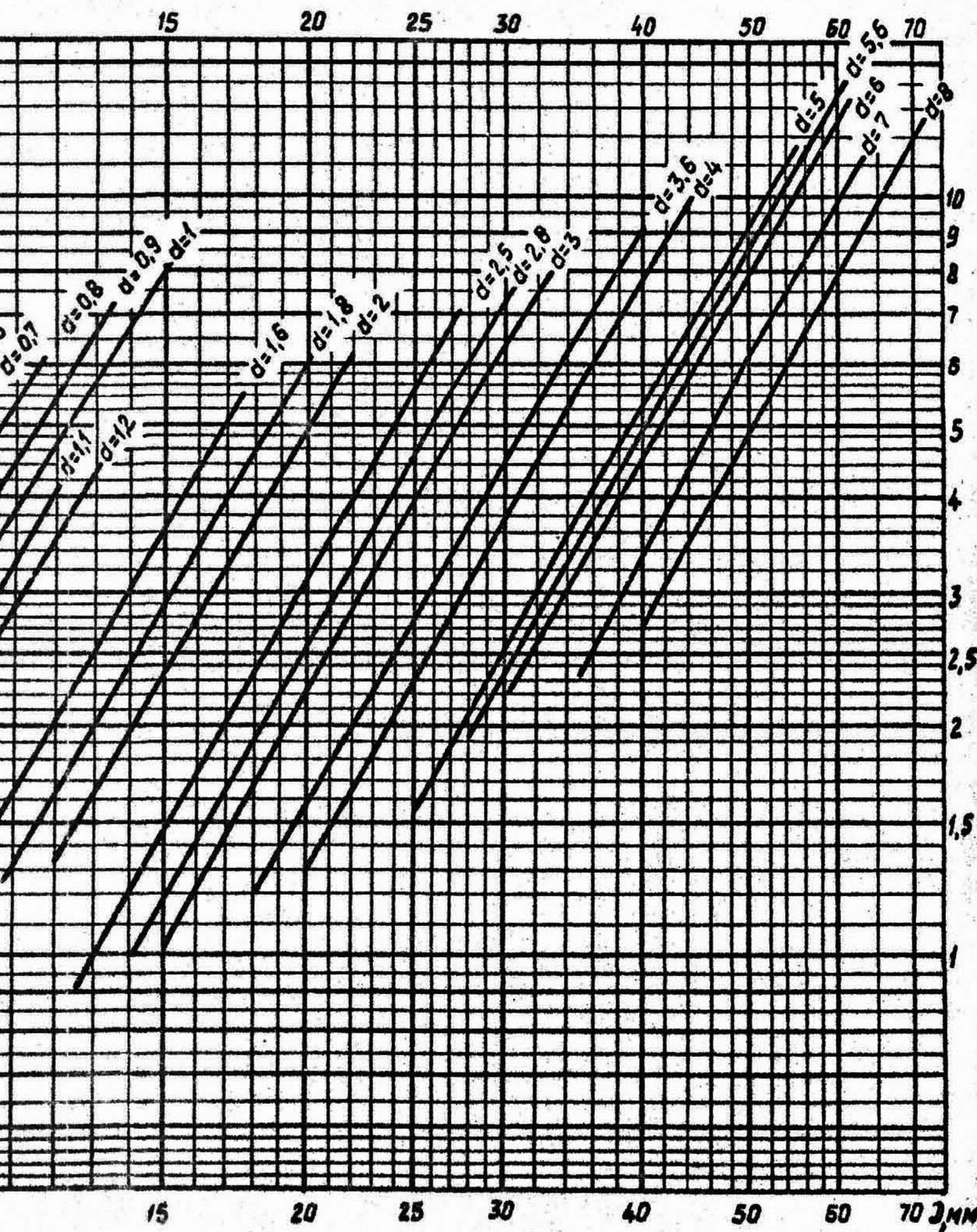
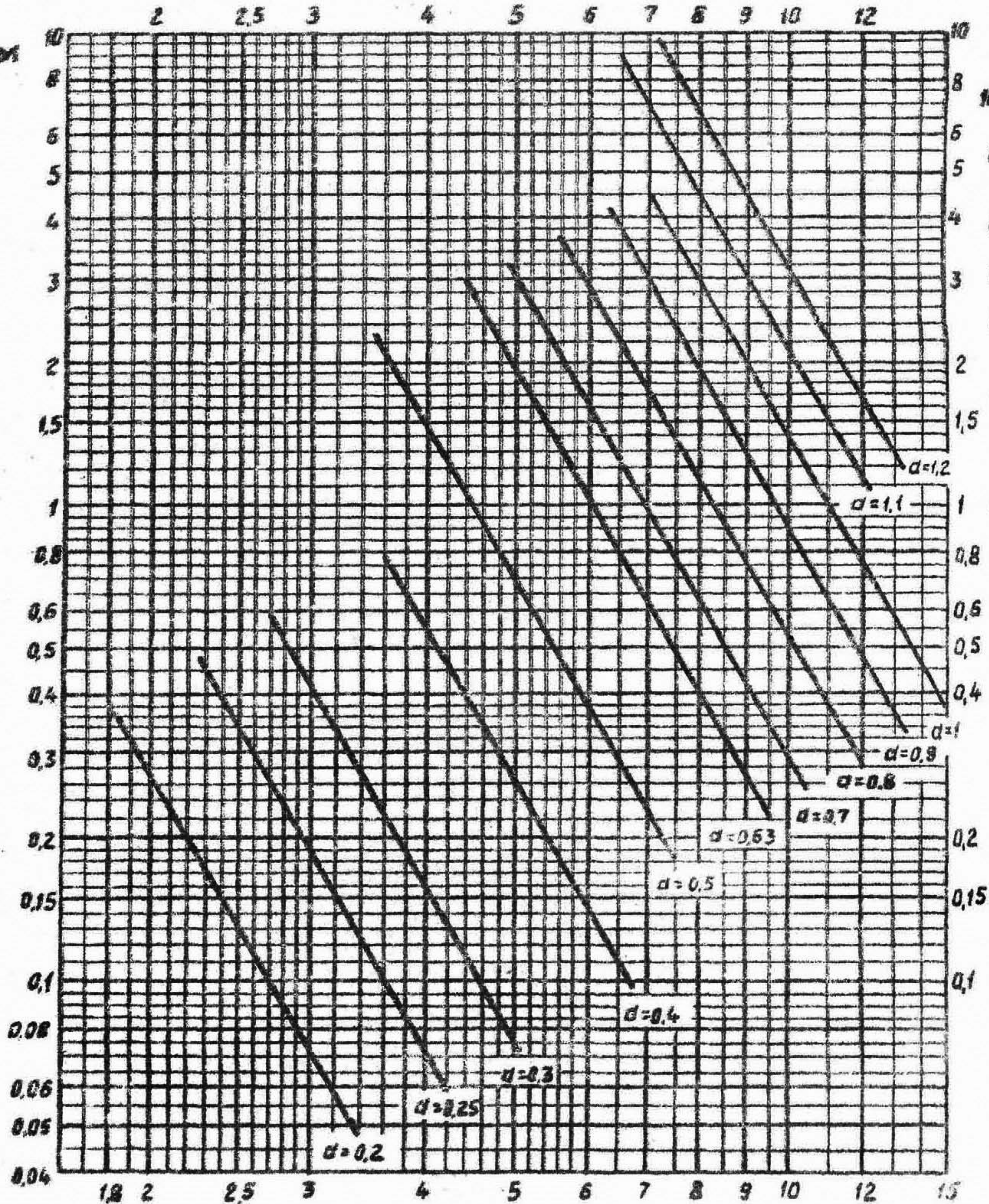


График зависимости жесткости одного витка $Z_B = \frac{P}{f}$ от
и диаметра проволоки d для стальных пружин сжати



Черт. 19

...от наружного диаметра пружины D
...тия и растяжения II класса

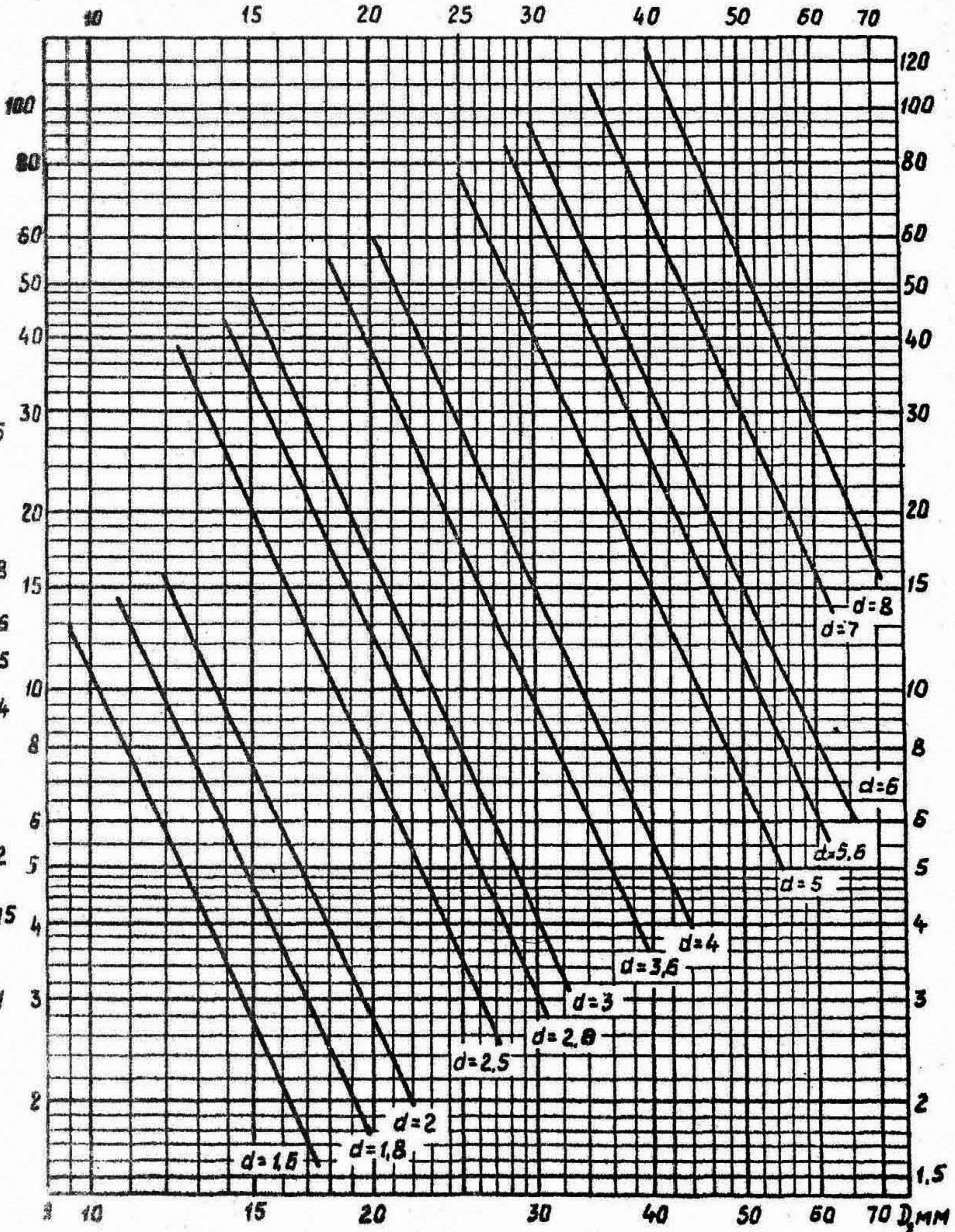
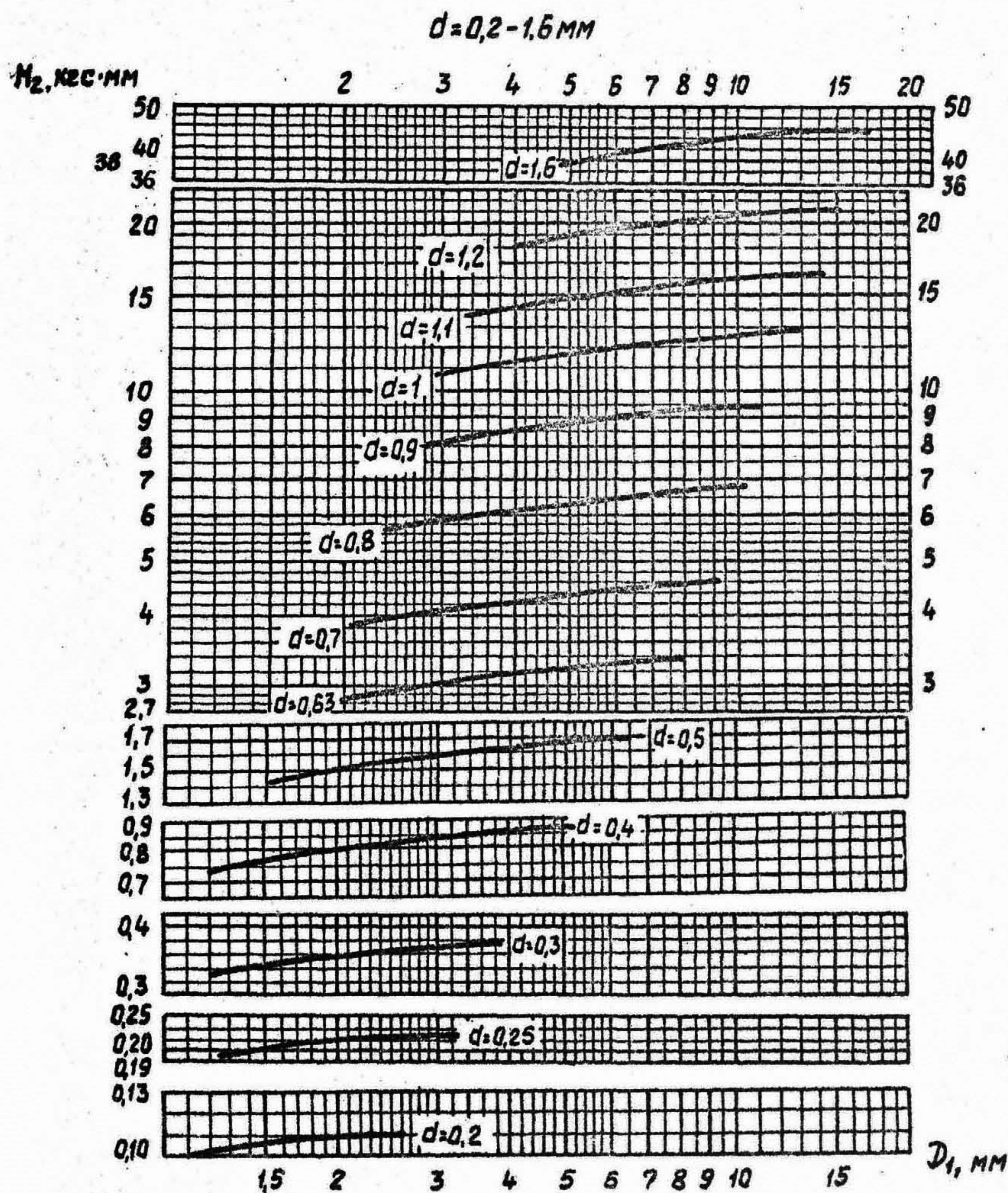


График зависимости максимального рабочего
и диаметра проволоки d для



Черт. 20

момента M_2 от внутреннего диаметра пружины D_1 стальных пружин кручения II класса

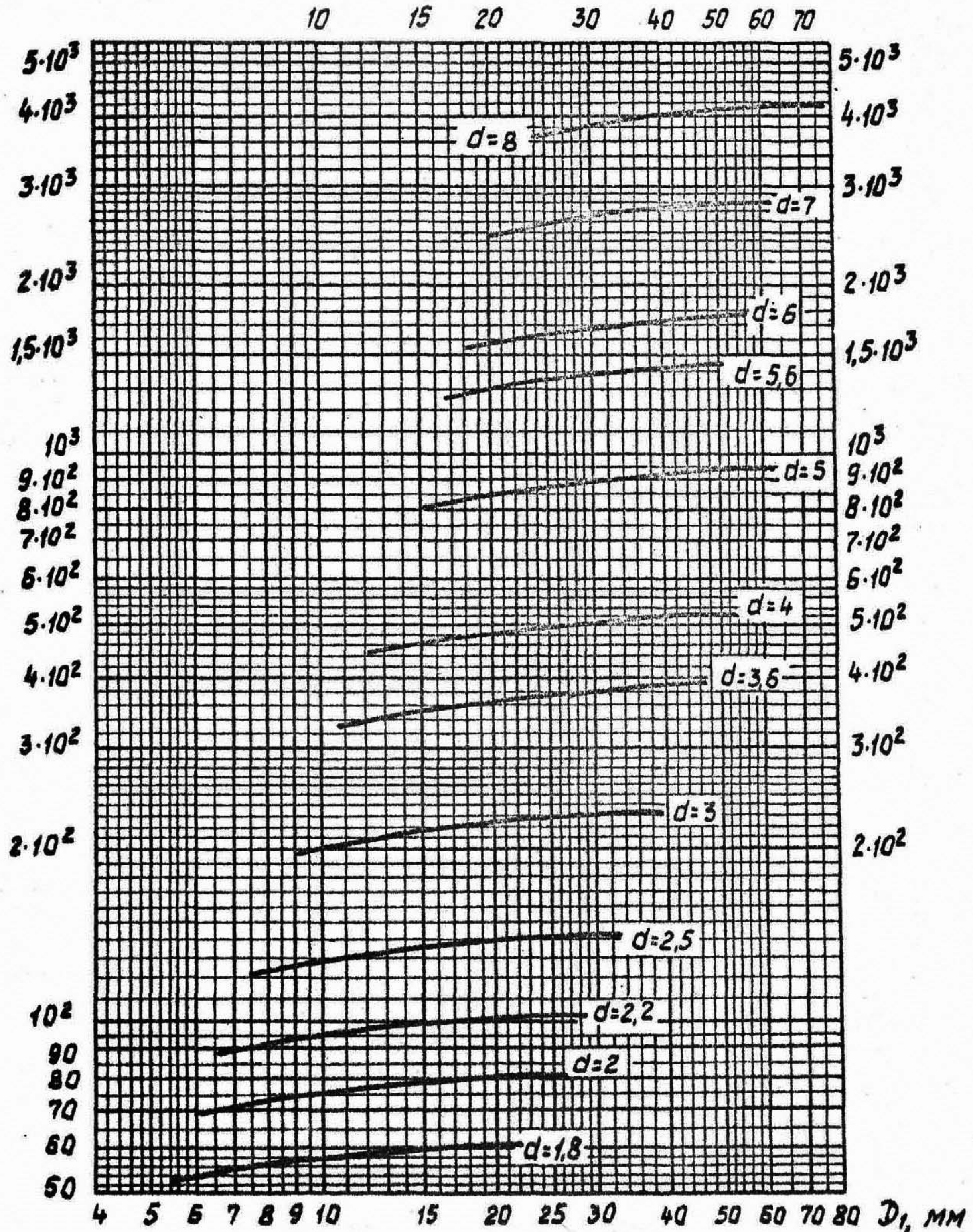
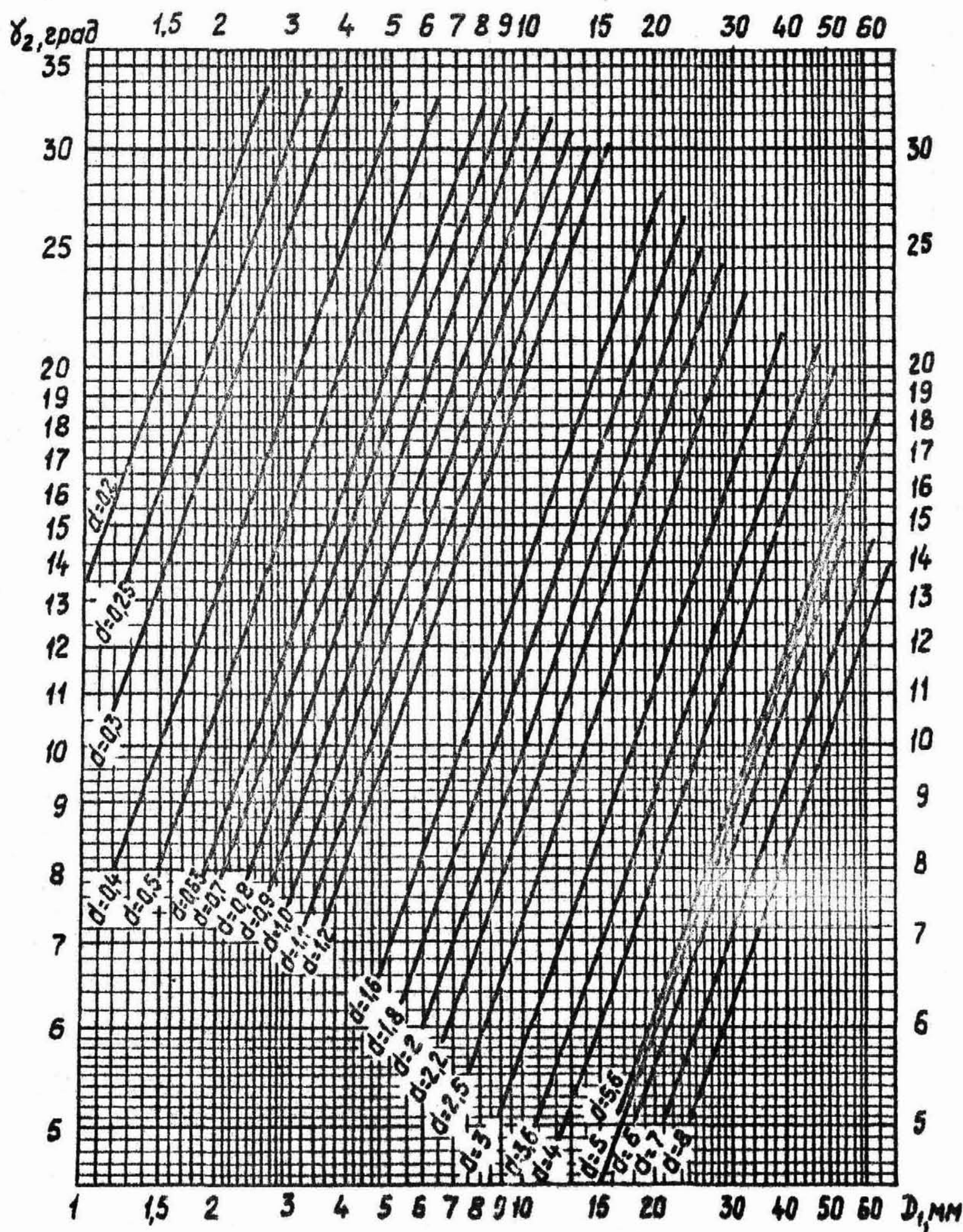
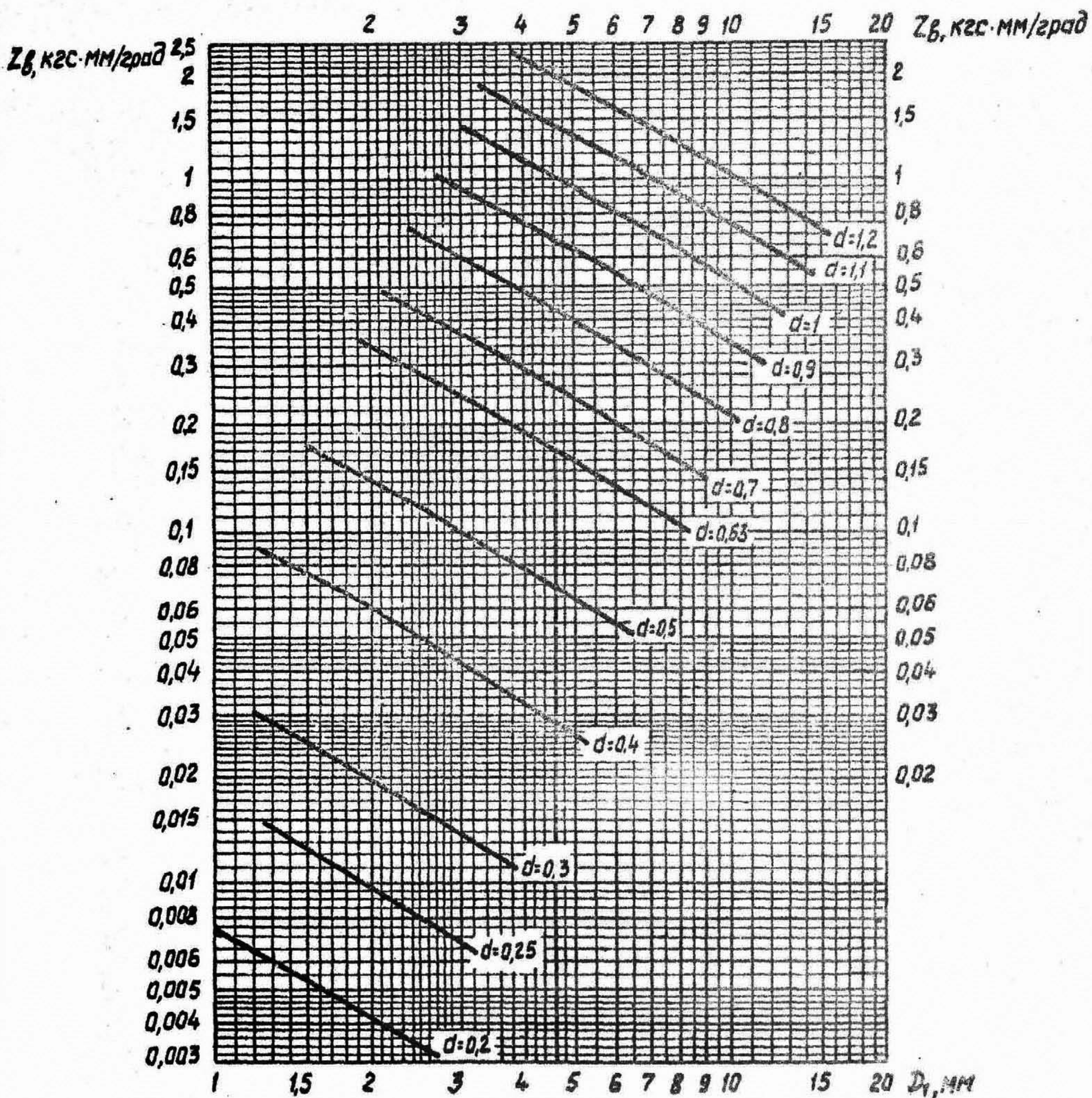


График зависимости наибольшего рабочего угла закручивания одного витка γ_2 от внутреннего диаметра пружин D_1 и диаметра проволоки d для стальных пружин кручения II класса



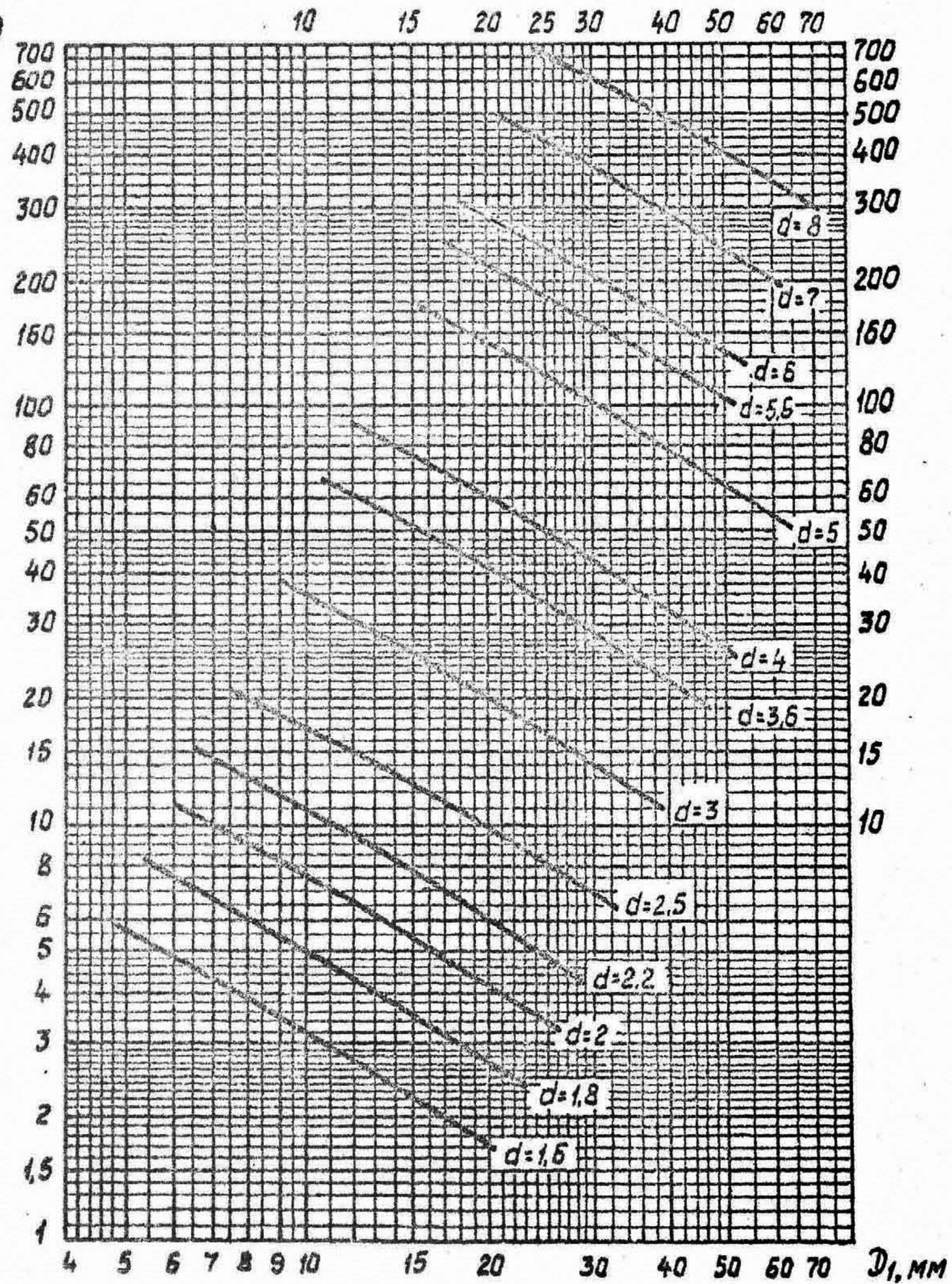
Черт. 21

График зависимости жесткости витка $Z_в$ от внутреннего диаме
и диаметра проволоки d для стальных пружин кручения



Черт. 22

...метра пружины D_1
...II класса



5.5. Расчетные формулы для винтовых цилиндрических пружин

5.5.1. Основные параметры винтовых цилиндрических пружин находят с помощью графиков (см. черт. 17-22).

Расчеты пружин из проволоки диаметром менее 0,2 и более 8,0 мм производят по формулам настоящего подраздела.

Проверочные расчеты для определения допустимых усилий и деформаций по геометрическим размерам пружин сжатия и растяжения производят по формулам (7) – (19).

5.5.1.1. Наибольшую рабочую нагрузку P_2, кгс, для пружин сжатия и растяжения определяют по формуле

$$P_2 = 0{,}392\,\frac{d^3 \tau_{кр}}{D_o K_1}\,. \qquad (7)$$

5.5.1.2. Начальную рабочую нагрузку P_1, кгс, для пружин сжатия и растяжения определяют по формуле

$$P_1 = (0{,}3\ \ldots 0{,}8)P_2. \qquad (8)$$

5.5.1.3. Предельную (испытательную) нагрузку P_3, кгс, для пружин сжатия и растяжения определяют по формуле

$$P_3 = (1{,}1\ \ldots 1{,}25)P_2. \qquad (9)$$

5.5.1.4. Жесткость пружины Z, кгс/мм, для пружин сжатия и растяжения определяют по формуле

$$Z = \frac{Gd^4}{8D_o^3 n} = \frac{P_2}{F_2} = \frac{P_2 - P_1}{F_2 - F_1}\,. \qquad (10)$$

5.5.1.5. Нагрузку пружины P_i, кгс, при деформации F_i для пружин сжатия определяют по формуле

$$P_i = \frac{Gd^4}{8D_o^3 n}\,F_i\,, \qquad (11)$$

для пружин растяжения – по формуле

$$P_i = P_o + \frac{Gd^4}{8D_o^3 n}\,F_i. \qquad (12)$$

5.5.1.6. Шаг пружины t, мм, для пружин сжатия определяют по формуле

$$t \geqslant d + \frac{P_3}{Zn}\,. \qquad (13)$$

5.5.1.7. Высоту пружины H_i, мм, под действием нагрузки P_i для пружин сжатия определяют по формуле

$$H_i = H_o - F_i, \qquad (14)$$

где $F_i = \frac{P_i - P_1}{Z}$, (15)

для пружин растяжения – по формуле

$$H_i = H_o + F_i. \qquad (16)$$

5.5.1.8. Испытательную нагрузку пружин сжатия проверяют по формуле

$$P_3 = Z(H_o - H_3) \qquad (17)$$

для пружин растяжения – по формуле

$$P_3 = Z(H_3 - H_o'). \qquad (18)$$

5.5.1.9. Наибольшее напряжение τ_3 пружин сжатия и растяжения определяют по формуле

$$\tau_3 = 2{,}55 \frac{P_3 D_o K_1}{d^3} . \qquad (19)$$

5.5.2. Общие расчеты для определения параметров пружин сжатия и растяжения по заданным нагрузкам производят по формулам (20) – (32).

5.5.2.1. Диаметр проволоки (расчетный) d , мм, для пружин сжатия и растяжения рассчитывают по формуле

$$d = 1{,}6 \sqrt{\frac{P_2 K_1 C}{\tau_{кр}}} \qquad (20)$$

5.5.2.2. Индекс пружины С для пружин сжатия и растяжения рассчитывают по формуле (4)

$$C = \frac{D_o}{d} = \frac{D - d}{d} \qquad \text{(см. табл. 7)}$$

5.5.2.3. Наружный диаметр пружины D , мм, для пружин сжатия и растяжения рассчитывают по формуле

$$D = D_1 + 2d. \qquad (21)$$

5.5.2.4. Внутренний диаметр пружины D_1, мм, для пружин сжатия и растяжения рассчитывают по формуле

$$D_1 = D - 2d. \qquad (22)$$

П р и м е ч а н и е. Один из диаметров определяется конструктивно, другой – по формуле.

5.5.2.5. Средний диаметр пружины D_o,мм, для пружин сжатия и растяжения рассчитывают по формуле

$$D_o = D - d = D_1 + d. \qquad (23)$$

5.5.2.6. Межвитковое давление $P_н$, кгс, для пружин растяжения рассчитывают по формуле

$$P_н = (0{,}25 \ldots 0{,}3)P_3. \qquad (24)$$

5.5.2.7. Осевое перемещение (ход) одного витка f_1, мм, под действием нагрузки P_1 для пружин сжатия рассчитывают по формуле

$$f_1 = \frac{8D_o^3 P_1}{Gd^4} = f_2 \frac{P_1}{P_2}, \qquad (25)$$

для пружин растяжения – по формуле

$$f_1 = \frac{8D_o^3 (P_1 - P_o)}{Gd^4} = f_2 \frac{P_1 - P_o}{P_2 - P_o}. \qquad (26)$$

5.5.2.8. Деформацию F, мм, при изменении нагрузки от P_1 до P_2 определяют, исходя из условий работы механизма для пружин сжатия и растяжения по формуле

$$F = F_2 - F_1. \qquad (27)$$

5.5.2.9. Число рабочих витков n для пружин сжатия и растяжения рассчитывают по формуле

$$n = \frac{F_1}{f_1} = \frac{F}{f_2 - f_1}. \qquad (28)$$

5.5.2.10. Полное число витков n_1 и высоту пружины в свободном состоянии H_o, мм, для пружин сжатия рассчитывают по формулам, указанным в табл. 9.

5.5.2.11. Полное число витков n_1 для пружин растяжения равно числу рабочих витков: $n_1 = n$.

5.5.2.12. Высоту пружины в свободном состоянии H_o, мм, (высоту рабочей части без зацепов), расстояние между ушками зацепов в свободном состоянии H_o^1, мм, для пружин растяжения рассчитывают по формулам табл. 10.

5.5.2.13. Угол подъема витков в свободном состоянии α, град, для пружин сжатия и кручения рассчитывают по формуле

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi D_o}, \qquad (29)$$

для пружин растяжения – по формуле

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{d}{\pi D_o}. \qquad (30)$$

5.5.2.14. Длину развернутой проволоки L, мм, для пружин сжатия рассчитывают по формуле

$$L = \frac{\pi D_o n_1}{\cos \alpha}, \qquad (31)$$

для пружин растяжения и кручения – по формуле

$$L = \frac{\pi D_0 n}{\cos \alpha} + 2L_1, \quad (32)$$

где L_1 – длина развернутого зацепа.

5.5.3. Расчеты для определения допустимых усилий и деформаций по геометрическим параметрам пружин кручения производят по формулам (33) – (38).

5.5.3.1. Наибольший рабочий момент M_2, кгс·мм, для пружин кручения определяют по формуле

$$M_2 = \frac{\pi d^3 \sigma_и}{32 K} = 0{,}0982 \frac{d^3 \sigma_и}{K}. \quad (33)$$

5.5.3.2. Предельный (испытательный) момент, M_3, кгс·мм, для пружин кручения определяют по формуле

$$M_3 = (1{,}1 \ldots 1{,}25) M_2. \quad (34)$$

5.5.3.3. Начальный рабочий момент M_1, кгс·мм, для пружин кручения определяют по формуле

$$M_1 = (0{,}3 \ldots 0{,}8) M_2. \quad (35)$$

5.5.3.4. Жесткость пружины Z, кгс·мм/град, для пружин кручения определяют по формуле

$$Z = \frac{d^4 E}{1166L} = \frac{d^4 E \cos \alpha}{3688 D_0 n}. \quad (36)$$

5.5.3.5. Момент пружин кручения M_i, кгс·мм, при угле закручивания φ определяют по формуле

$$M_i = \frac{d^4 E}{1166L} \varphi_i = Z \varphi_i. \quad (37)$$

5.5.3.6. Наибольшее напряжение σ_3, кгс/мм^2, для пружин кручения определяют по формуле

$$\sigma_3 = 10{,}2 \frac{M_3 K}{d_3}. \quad (38)$$

5.5.4. Расчеты для определения параметров пружины кручения по заданным нагрузкам производят по формулам (39) – (42).

5.5.4.1. Диаметр проволоки (расчетный) d, мм, для пружин кручения рассчитывают по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_2 K}{\pi \sigma_и}} = 2{,}164 \sqrt[3]{\frac{M_2 K}{\sigma}}. \quad (39)$$

5.5.4.2. Индекс пружины С для пружин кручения рассчитывают по формуле (4). Принимаем $C \geq 4$.

5.5.4.3. Наружный диаметр пружины D, мм, и внутренний диаметр D_1, мм, для пружин кручения рассчитывают по формулам (21) и (22).

Один из диаметров определяют конструктивно, другой – по формуле.

5.5.4.4. Средний диаметр пружины D_o, мм, для пружин кручения рассчитывают по формуле (27).

5.5.4.5. Рабочий угол закручивания определяют, исходя из условий работы механизма.

5.5.4.6. Число рабочих витков пружины (после расчета уточняют в зависимости от формы и расположения зацепов) для пружин кручения рассчитывают по формуле

$$r = \frac{\varphi}{\gamma_2 - \gamma_1} = \frac{\varphi z}{M_2 - M_1} . \qquad (40)$$

5.5.4.7. Шаг ненагруженной пружины t, мм, для пружин кручения рассчитывают по формуле

$$t = d + (0{,}3 \ldots 0{,}5). \qquad (41)$$

5.5.4.8. Угол подъема витков ненагруженной пружины α, град, для пружины кручения рассчитывают по формуле (29).

5.5.4.9. Длину развернутой проволоки рабочей части пружины L, мм, для пружин кручения рассчитывают по формуле (31).

5.5.4.10. Средний диаметр пружины после закручивания D_o^l*, мм, для пружин кручения рассчитывают по формуле

$$D_o^l = \frac{D_o n}{n + n_1} , \qquad (42)$$

где $n_1 = \frac{\varphi_2}{360^\circ}$ максимальный рабочий угол закручивания в оборотах.

5.5.4.11. Выбор значений G, E, $\tau_{кр}$ и $\sigma_и$, в зависимости от условий работы механизма и материала пружины, производят по табл. 1-3.

5.5.4.12. Индекс пружины С ориентировочно выбирают по табл. 7 и уточняют при повторном расчете.

5.5.4.13. Поправочные коэффициенты K_1 в формуле (7) и K в формуле (33) выбирают в зависимости от величины С по табл. 11.

Значения коэффициентов вычисляют по формулам

$$K_1 = \frac{C - 0{,}25}{C - 1} + \frac{0{,}615}{C} , \qquad (43)$$

$$K = \frac{C - 0{,}25}{C - 1} . \qquad (44)$$

---

* Рассчитывается в особых случаях, например, при использовании пружины кручения в качестве фрикционного тормоза, в котором торможение достигают зажимом валика (оправки) по внутреннему диаметру закрученной пружины.

Таблица 11

C	K	K_1
3	1,380	1,580
4	1,250	1,403
5	1,190	1,313
6	1,150	1,260
7	1,125	1,220
8	1,110	1,190
9	1,093	1,170
10	1,080	1,140
11	1,075	1,130
12	1,068	1,120
13	1,063	1,110
14	1,057	1,101
15	1,053	1,094
16	1,050	1,090

5.6. Примеры расчета цилиндрических винтовых пружин

5.6.1. В расчетах, приведенных в настоящем разделе, величины рабочих нагрузок (сил), высоты, деформации и наружного диаметра пружин приняты исходя из требований конструкции.

Пример расчета пружины сжатия (черт. 23).

$$H_2 = 11 мм;\ P_2 = 2\ кгс;\ P_1 = 0{,}7\ кгс;\ F = 6{,}5\ мм,$$

F рассчитываем по формуле (27).

Пружина II класса.

Определяем F_2 и F_1 из пропорции $\frac{P_2}{P_1} = \frac{F_2}{F_1}$

$$F_1 = F_2 - 6{,}5;\quad \frac{2}{0{,}7} = \frac{F_2}{F_2 - 6{,}5};\quad 2F_2 - 13 = 0{,}7F_2;$$

$$1{,}3F_2 = 13;\quad F_2 = 10\ мм;\quad F_1 = 3{,}5\ мм.$$

Предельную (испытательную) нагрузку определяем по формуле (9)

$$P_3 = 1{,}25 \cdot 2 = 2{,}5\ кгс.$$

Свободную длину пружины определяем по формуле (14)

$$H_0 = 11 + 10 = 21\ мм.$$

По условиям конструкции необходимо принять наружный диаметр D = 6,8 мм. При этом диаметр проволоки d можно определить или по графику (см. черт. 17) – d = 0,73 мм при P_3 = 2,5 кгс, или из формулы (7)

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{P_3 \; D}{0{,}392\,[\tau]}}.$$

Допустимое напряжение выбирается ориентировочно по табл. 2. Предварительно можно принять равным 80–100 кгс/мм² для нагрузок $P > 5$ кгс при $[\tau]$ = 90 кгс/мм².

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{2{,}5 \cdot 7}{0{,}392 \cdot 90}} = \sqrt[3]{0{,}496} = 0{,}79 \text{ мм}.$$

Принимаем d = 0,8 мм; D = 6,8 мм.

Число рабочих витков n мож..о определить из формулы (10)

$$n = \frac{d^4 G}{8\, Z\, D_o^3}.$$

Средний диаметр пружины D_o определяют по формуле (23)

$$D_o = 6{,}8 - 0{,}8 = 6 \text{ мм}.$$

Жесткость пружины определяем по формуле (10)

$$Z = \frac{2}{10} = 0{,}2 \text{ кгс/мм};$$

$$n = \frac{0{,}8^4 \cdot 8000}{8 \cdot 0{,}2 \cdot 6^3} = 9.$$

0,4096

4,8 43,2

Крайние витки шлифованы и поджаты, поэтому полное число витков определяем по формуле табл. 9 и шаг пружины по формуле (13) – (1)

$$n_1 = 9 + 2 = 11. \qquad t = 0{,}8 + \frac{2{,}52}{0{,}2 \cdot 9} = 2{,}2 \text{ мм}$$

Высоту пружины в сжатом состоянии определяем по формуле табл. 9.

$$H_3 = H_{сж} = 9 \cdot 0{,}8 + 1{,}5 \cdot 0{,}8 = 8{,}4 \text{ мм}.$$

Уточняем предельную нагрузку по формуле (17)

$$P_3 = 0{,}2(21 - 8{,}4) = 0{,}2 \cdot 12{,}6 = 2{,}52 \text{ кгс}.$$

Действительное предельное напряжение определяем по формуле (19)

$$\tau_3 = 2{,}55 \cdot \frac{P_3\, D_o\, K_1}{d^3};$$

по табл. 11 K_1 = 1,2 при $C = \frac{6}{0{,}8} = 7{,}5$, $\frac{D_o}{d}$

$$\tau_3 = 2{,}55 \cdot \frac{2{,}52 \cdot 6 \cdot 1{,}2}{0{,}8^3} = 88 \text{ кгс/мм}^2.$$

Окончательные данные пружины
$d = 0{,}8$ мм; $D = 6{,}8$ мм; $H_o = 21$ мм; $n = 9$; $n_1 = 11$; $t = 2{,}2$ мм; (1)
$P_1 = 0{,}7 \pm 0{,}14$ кгс; $P_2 = 2{,}0 \pm 0{,}4$ кгс; $P_3 = 2{,}5$ кгс;
$H_1 = H_o - F_1 = 21 - 3{,}5 = 17{,}5$ мм; $H_2 = 11$ мм;
$H_{сж} = 8{,}5$ мм; $\tau_3 = 88$ кгс/мм^2.

Примеры оформления чертежей пружин сжатия приведены на чертежах 23-27.

5.6.2. Пример расчета пружины растяжения (черт. 28). Основные формулы для расчета пружин растяжения такие же, как и для пружин сжатия. Некоторое различие в расчетах обусловлено тем, что пружины растяжения обычно навивают с некоторым предварительным напряжением.

Пример расчета.

Рассчитать стальную пружину растяжения с межвитковым давлением
$P_н = P_2 = 0{,}55$ кгс; $F_2 = 6$ мм; $D = 3$ мм.

По условиям работы пружина относится к II классу. Предварительное напряжение $\tau_н$ составляет 15 кгс/мм^2.

По графику (см. черт. 17) пружина $D = 3$ мм с наиболее близкой нагрузкой $P_2 = 0{,}55$ кгс должна изготавливаться из проволоки $d \geq 0{,}3$ мм. Принимаем $d = 0{,}4$ мм.
Индекс пружины определяем по формуле (4)

$$C = \frac{3 - 0{,}4}{0{,}4} = 6{,}5.$$

По табл. 11 при $C = 7$ выбираем поправочный коэффициент $K_1 = 1{,}22$.

Межвитковое давление определяем по формуле (7)

$$P_н = 0{,}392 \cdot \frac{0{,}4^3 \cdot 15}{2{,}6 \cdot 1{,}22} = 0{,}12 \text{ кгс}.$$

Жесткость пружины определяем по формуле (10)

$$Z = \frac{0{,}55 - 0{,}12}{6} = 0{,}072 \text{ кгс/мм}$$

$$\text{при } P_1 = P_н;\ F_1 = 0.$$

Число рабочих витков определяем по формуле (10)

$$n = \frac{0{,}4^4 \cdot 8000}{8 \cdot 0{,}072 \cdot 2{,}6^3} = 19.$$

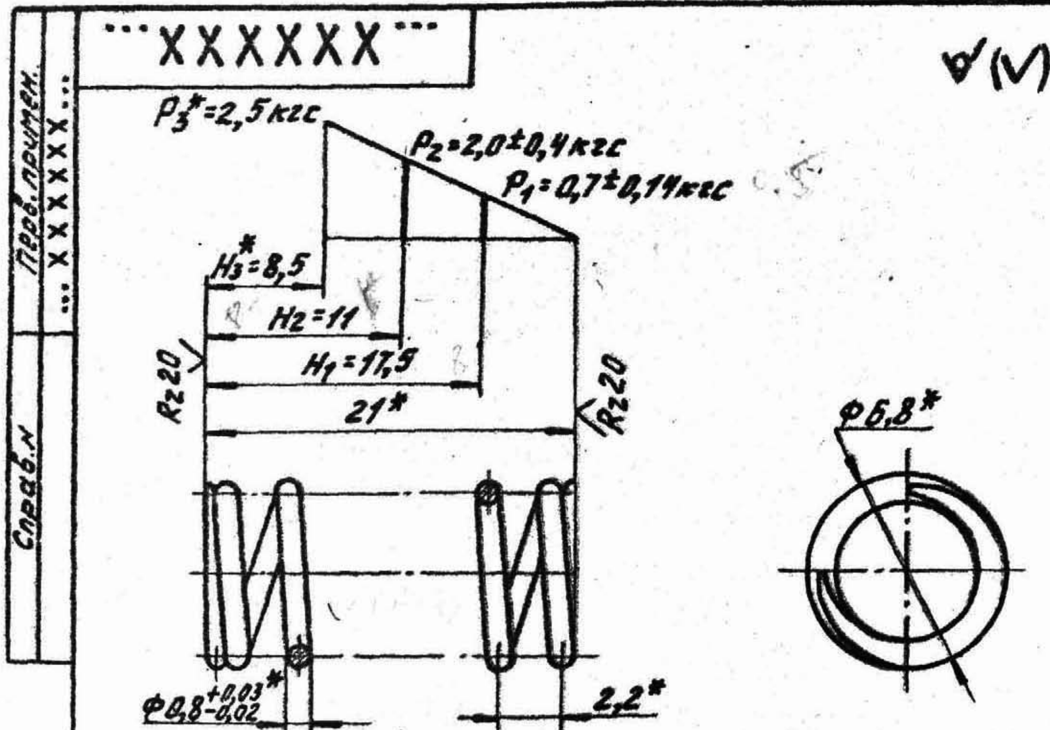
Длину пружины в свободном состоянии определяем по формуле табл. 10

$$H_o^{\prime} = (19 + 1) \cdot 0{,}4 + 2{,}3 = 14 \text{ мм}.$$

Величина зацепа h' не нормализуется.
По табл. 2 предельное (испытательное) напряжение $\tau_3 = 121$ кгс/мм^2.
Предельную нагрузку определяем по формуле (7)

$$P_3 = 0{,}392 \cdot \frac{0{,}4^3 \cdot 121}{2{,}6 \cdot 1{,}22} = 0{,}97 \text{ кгс}.$$

...XXXXXX...



1. G^*=8000 кгс/мм² τ_3^*=88 кгс/мм².
2. Направление навивки пружины - правое.
3. n=9
4. n_1=11±0,5
5. Материал-заменитель: проволока II-0,8 ГОСТ 9389-75. (Б-I ①)
6. Dг=6,8 мм.
7. *Размеры и параметры для справок.
8. Покрытие Кд 6.хр.
9. Остальные технические требования по ОСТ4 ГО.070.014 и ОСТ4 ГО.838.200.

...XXXXXX...

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.		Иванова		29.07.7	Пружина
Провер.		Петрова		29.07.7	
Т.контр.		Сидоров.			
					Проволока ~~II-0,8~~ II-0,8 Б2-0,8 ГОСТ 9389-75 ①
Н.контр.		Морозова		1.08.7	
Утв.		Зайцев		1.08.7	

Литера	Масса	Масштаб
	1г	5:1
Лист	Листов 1	

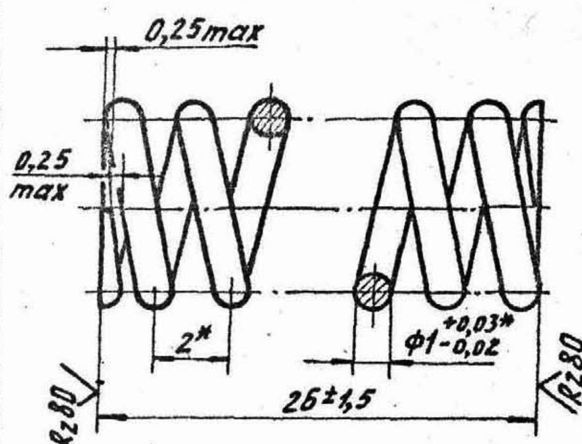
Перв. примен. ...XXXXXX...
Справ. N
Инв. N подл. | Подпись и дата | Взам. инв. N | Инв. N дубл. | Подпись и дата

Ф.2.104-1 Копировал Формат 11

Черт. 23

…XXXXXX…

$\nabla(\checkmark)$



1. G^*=8000 кгс/мм² τ_3^*=80 кгс/мм²
2. P_2=3±0,6кгс.
3. F_2=9мм.
4. Направление навивки пружины - правое.
5. n=12,5
6. n_1=14±0,5
7. Материал-заменитель: проволока Б-Т-1,0 ГОСТ 9389-75.
8. *Размеры и параметры для справок.
9. Покрытие Хим. Окс. прм.
10. Остальные технические требования по ОСТ 4 ГО.070.014 и ОСТ 4 ГО.838.200.

Перв. примен. …XXXXXX…

Справ. N

Инв. N подл. | Подпись и дата | Взам. инв. N | Инв. N дубл. | Подпись и дата

					…XXXXXX…		
Изм	Лист	N докум.	Подпись	Дата	Пружина	Литера	Масса 2г	Масштаб 5:1
Разраб.		Иванова		29.07.77			
Провер.		Петрова		29.07.77			
Т.контр.		Сидоров		30.07.77		Лист	Листов 1
Н.контр.		Морозова		1.08.77	Проволока ~~II-1,0~~ Б-2-1,0 ГОСТ 9389-75		
Утв.		Николаев		1.08.77			

Ф.2.104-1 Копировал Формат 11

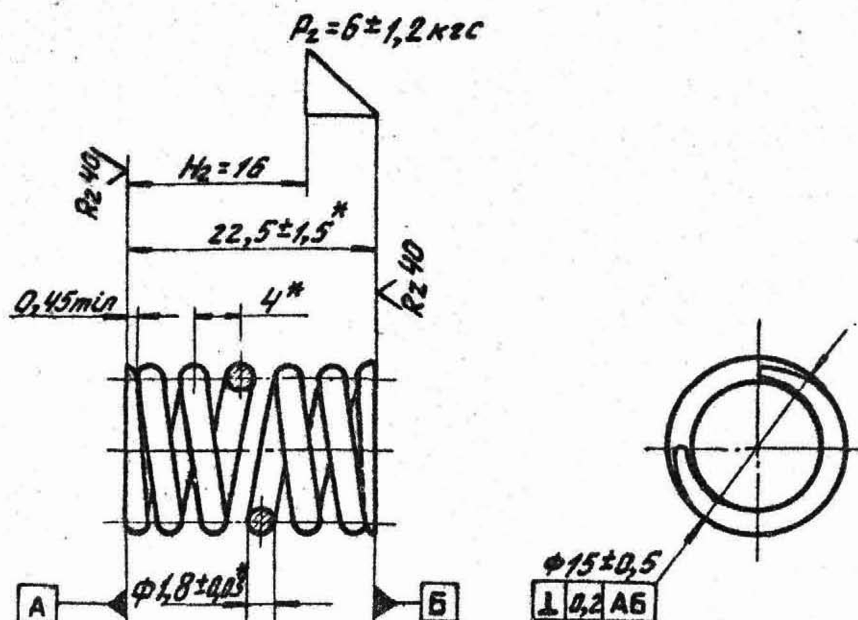
Черт. 24

... XXXXXX ...

Перв. примен. ... XXXXXX ...

Справ. N

$\nabla(\checkmark)$



1. $G^*=8000$ кгс/мм^2 $\tau_3^*=56$ кгс/мм^2
2. Направление навивки пружины – левое.
3. $n=5$
4. $n_1=7\pm0,5$
5. Материал-заменитель: проволока Б-I-1,8 ГОСТ 9389-75
6. *Размеры для справок.
7. Покрытие Кд 9. хр.
8. Остальные технические требования по ОСТ4 ГО.070.014 и ОСТ4 ГО.838.200.

... XXXXXX ...

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Иванова		29.07.77
Провер.		Петрова		30.07.77
Т. контр.		Суворов		
Н. контр.		Морозова		1.08.77
Утв.		Зайцев		1.08.77

Пружина

Литера	Масса	Масштаб
	6,7 г	2:1
Лист	Листов 1	

Проволока ~~II-1,8~~ Б-2-1,8 ГОСТ 9389-75

Инв. N подл. | Подпись и дата | Взам. инв. N | Инв. N дубл. | Подпись и дата

Ф.2.104-1 Копировал Формат 11

...XXXXXX...

$P_3^* = 0{,}22$ кгс

$P_1 = 0{,}14 \pm 0{,}028$ кгс

$H_3^* = 4$

$H_1 = 5{,}3$

$7{,}5 \pm 0{,}6$

Rz 40

Rz 40

0,4 max

0,08 min

0,6*

$\phi 0{,}31^{+0{,}02}$*

$\phi 2{,}5 \pm 0{,}3$

1. $G^* = 7000$ кгс/мм² $\tau_3^* = 48$ кгс/мм²
2. Направление навивки пружины-правое
3. $n = 11{,}5$
4. $n_1 = 13 \pm 0{,}5$
5. *Размеры и параметры для справок.
6. Остальные технические требования по ОСТ4ГО.070.014 и ОСТ 4 ГО.838.200.

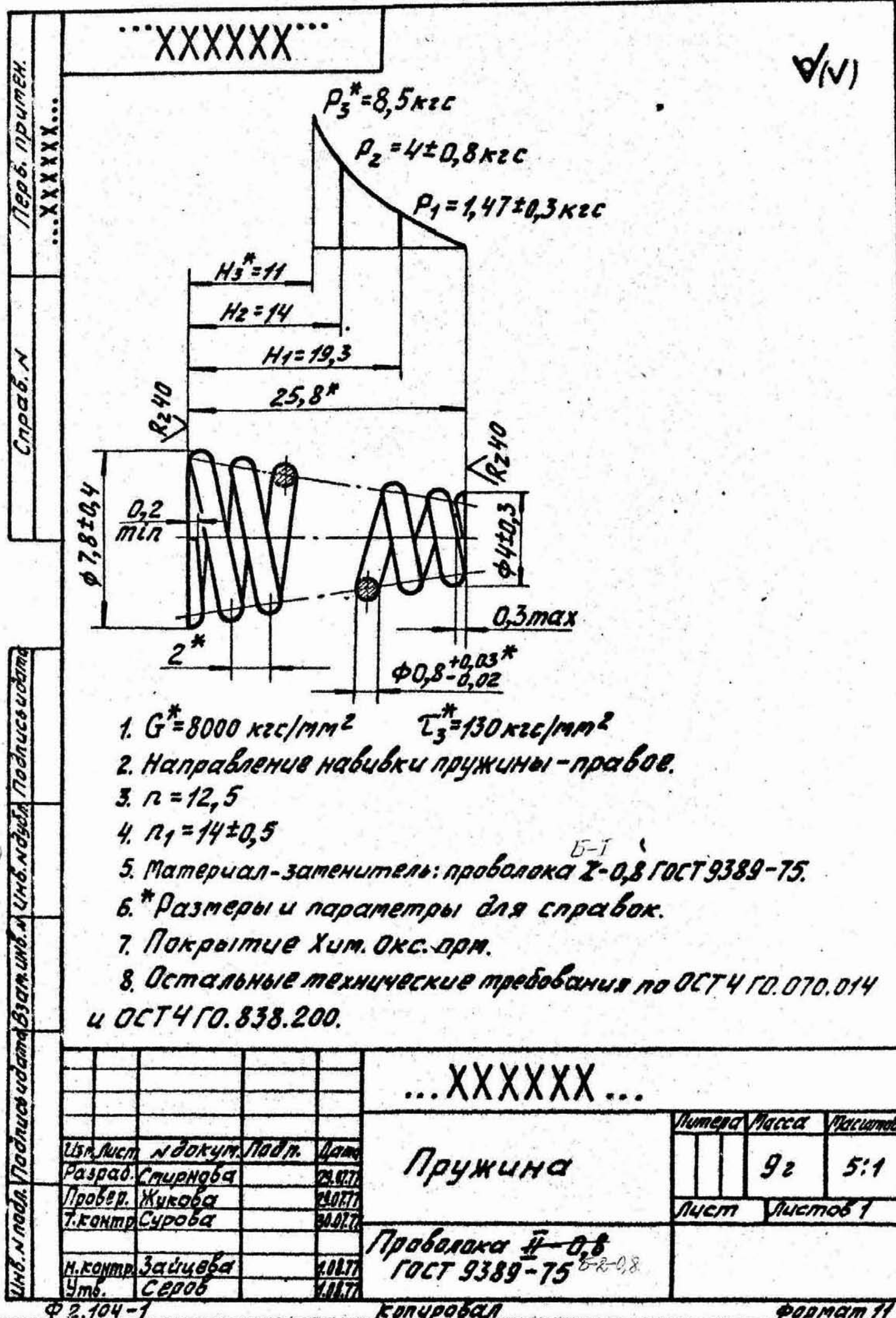
Изм	Лист	N докум	Подпись	Дата				
Разраб.		Смирнова		29.07.77	...XXXXXX...			
Пров.		Жукова		29.07.77	Пружина	Литера	Масса 1г	Масштаб 10:1
Т.контр.		Серова		30.07.77		Лист	Листов 1	
Н.контр.		Тормагова			Проволока В-0,31 12Х18Н10Т ТУ3-1002-77			
Утв.		Зверев		1.08.77				

Перв. примен. ...XXXXXX...

Справ. N

Инв. N подл. | Подпись и дата | Взам. инв. N | Инв. N дубл. | Подпись и дата

Ф.2.104-1   Копировал   Формат 11


...XXXXXX...
Перв. примен.
...XXXXXX...
Справ. N
$P_3^*=8,5$ кгс
$P_2=4\pm0,8$ кгс
$P_1=1,47\pm0,3$ кгс
$H_3^*=11$
$H_2=14$
$H_1=19,3$
25,8*
Rz40
Rz40
ф7,8±0,4
0,2 min
ф4±0,3
0,3max
2*
ф0,8 +0,03 -0,02 *
1. $G^*=8000$ кгс/мм² $\tau_3^*=130$ кгс/мм²
2. Направление навивки пружины - правое.
3. n = 12,5
4. $n_1=14\pm0,5$
5. Материал-заменитель: проволока Б-I-0,8 ГОСТ 9389-75.
6. *Размеры и параметры для справок.
7. Покрытие Хим. Окс. прм.
8. Остальные технические требования по ОСТ 4 ГО.070.014 и ОСТ 4 ГО.838.200.
...XXXXXX...
Изм. Лист N докум. Подп. Дата
Разраб. Смирнова 29.07.77
Провер. Жукова 29.07.77
Т.контр. Сурова 30.07.77
Н.контр. Зайцева 1.08.77
Утв. Серов 1.08.77
Пружина
Литера Масса Масштаб
9г 5:1
Лист Листов 1
Проволока II-0,8 Б-2-0,8
ГОСТ 9389-75
Инв. N подл. Подпись и дата Взам. инв. N Инв. N дубл. Подпись и дата
Ф 2.104-1
Копировал
Формат 11

Черт. 27

Предельную длину при испытании определяем по формулам (15) и (16).

$$H_3 = 14 + \frac{0{,}97 - 0{,}12}{0{,}072} = 14 + 12 = 26 \text{ мм.}$$

Примеры оформления чертежей пружины растяжения приведены на чертежах 28–29.

5.6.3. Пример расчета пружины кручения (черт. 30)

$D_1 = 2{,}7$ мм; $M_1 = 0{,}17$ кгс·мм; $M_2 = 0{,}25$ кгс·мм.

Пружина II класса

Определяем φ_2 из пропорции $\frac{M_2}{M_1} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1}$

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1; \quad \varphi_1 = \varphi_2 - 15; \quad \frac{0{,}25}{0{,}17} = \frac{\varphi_2}{\varphi_2 - 15};$$

$$0{,}25(\varphi_2 - 15) = 0{,}17\,\varphi_2; \quad \varphi_2 = \frac{0{,}25 \cdot 15}{0{,}08} = 45^\circ,$$

тогда $\varphi_1 = 45^\circ - 15^\circ = 30^\circ$.

Предельный испытательный момент определяем по формуле (34)

$$M_3 = 1{,}5 \cdot 0{,}25 = 0{,}375 \text{ кгс·мм.}$$

По графику (см. черт. 20) находим $d \geqslant 0{,}3$ мм при $D_1 = 2{,}7$ мм и $M_2 = 0{,}25$ кгс·мм.

Принимаем $d = 0{,}4$ мм.

Жесткость пружины определяем по формуле (37)

$$Z = \frac{0{,}25}{45} = 0{,}00555 \text{ кгс·мм/град.}$$

Число рабочих витков определяем по формуле (36)

$$n = \frac{0{,}4^4 \cdot 20000 \cdot 0{,}99}{3668 \cdot 0{,}00555 \cdot 3{,}1} = 8.$$

Шаг определяем по формуле (41)

$$t = 0{,}4 + 0{,}3 = 0{,}7 \text{ мм.}$$

Высоту пружины в свободном состоянии определяем по формуле (см. табл. 9)

$$H_o = 8 \cdot 0{,}7 + 0{,}4 = 6 \text{ мм.}$$

Действительное напряжение изгиба при испытательной нагрузке определяем по формуле (38).

Индекс пружины определяем по формуле (4)

$$C = \frac{3{,}1}{0{,}8} = 8; \quad K_1 = 1{,}11 \text{ (см. табл. 12);}$$

$$\sigma_3 = 10{,}2 \cdot \frac{0{,}375 \cdot 1{,}11}{0{,}4^3} = 66 \text{ кгс/мм}^2.$$

…XXXXXX…

Перв. примен. …XXXXXX…

Справ. N

$\forall(\checkmark)$

$P_3^*=0,97$ кгс

$P_2=0,55\pm0,14$ кгс

$P_н^*=0,12$ кгс

$H_2=20$

$H_3^*=26$

8*

R1,1±0,25

Ф3±0,3

0,8*

Ф2,7±0,3

Ф0,4±0,02*

14±1

R1,1±0,25

1. $G^*=8000$ кгс/мм² $\tau_3^*=121$ кгс/мм².
2. Направление навивки пружины – правое.
3. $n=19\pm0,5$.
4. Материал-заменитель: проволока Б-I-0,4 ГОСТ 9389-75.
5. *Размеры и параметры для справок.
6. Покрытие ~~Кд 6.хр.~~ Ц3.хр.
7. Остальные технические требования по ОСТ4 ГО.070.014 и ОСТ4 ГО.838.200.

Подпись и дата | Инв. N дубл. | Взам. инв. N | Подпись и дата | Инв. N подл.

…XXXXXX…

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Смирнова			29.07.77
Провер.	Жукова			29.07.77
Т.контр.	Петров			29.07.77
Н.контр.	Иванова			1.08.77
Утв.	Николаев			1.08.77

Пружина

Литера	Масса	Масштаб
	1,6 г	10:1

Лист | Листов 1

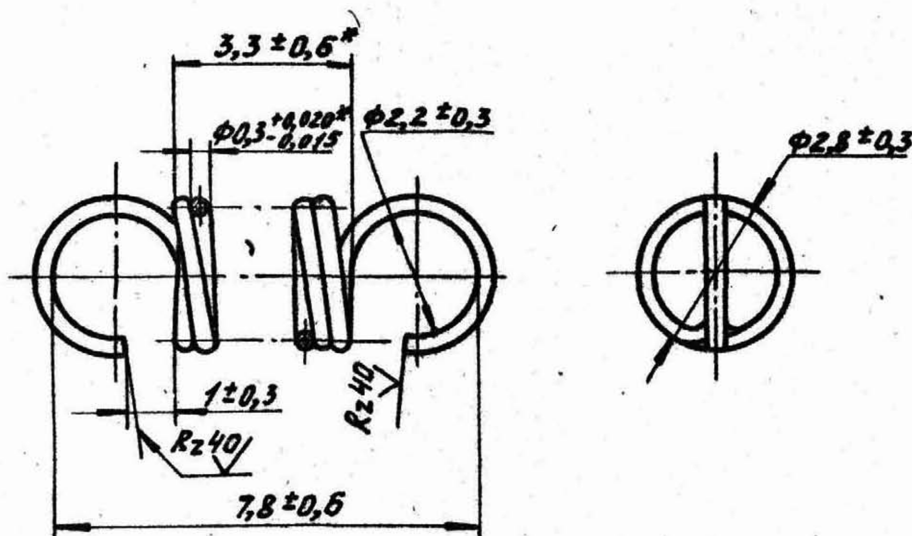
Проволока ~~II-0,4~~ Б-2-0,4 ГОСТ 9389-75

Ф.2.104-1 Копировал Формат 11

Перв. примен. ...XXXXXX...

...XXXXXX...

Справ. N



1. G^{*} = 8000 кгс/мм² τ_{3}^{*} = 148,5 кгс/мм²
2. P_{2} = 0,3 ±0,07 кгс.
3. F_{2} = 4 мм
4. H_{3}^{*} = 18 мм.
5. Направление навивки пружины - левое.
6. n = 10 ±0,5.
7. Материал-заменитель: проволока ~~[illegible]~~ Б-I [illegible] -0,3 ГОСТ 9389-75.
8. *Размеры и параметры для справок.
9. Покрытие ~~Кд 6.хр.~~ Ц3. хр.
10. Остальные технические требования по ОСТ4 ГО.070.014 и ОСТ 4 ГО.838.200.

Подп. и дата | Инв. N дубл. | Взам. инв. N | Подпись и дата | Инв. N подл.

...XXXXXX...

Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Иванова		29.07.77
Пров.		Петрова		29.07.77
Т. контр.		Сидоров		29.07.77
Н. контр.		Морозова		1.08.77
Утв.		Николаев		1.08.77

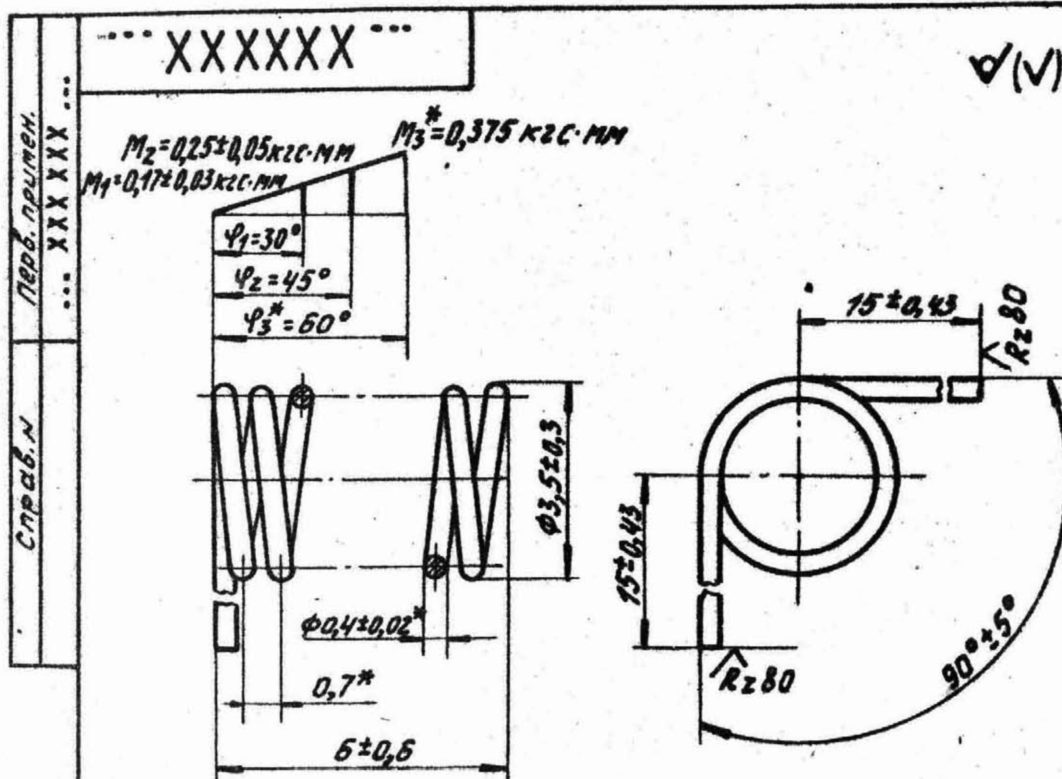
Пружина

Литера	Масса	Масштаб
	0,4 г.	10:1

Лист | Листов 1

Проволока ~~II-0,3~~ Б2-0,3 ГОСТ 9389-75

Ф.2.104-1 Копировал Формат 11



1. E^*=20000 кгс/мм² σ_3^*=66 кгс/мм²
2. Направление навивки пружины - правое.
3. n=8
4. Материал-заменитель: проволока ~~I~~ Б-I - 0,4 ГОСТ 9389-75.
5. *Размеры и параметры для справок.
6. Покрытие ~~Кд9. хр.~~ Ц3. хр.
7. Остальные технические требования по ОСТ4 ГО.070.014 и ОСТ4 ГО.838.200.

					... XXXXXX ...			
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пружина	Литера	Масса	Масштаб
Разраб.		Иванова		29.07.77			0,8г	10:1
Провер.		Петрова		29.07.77		Лист	Листов 1	
Т.контр.		Сидоров		29.07.77	Проволока ~~II-0,4~~ Б-2-0,4 ГОСТ 9389-75			
Н.контр.		Морозова		30.07.77				
Утв.		Николаев		30.07.77				

Перв. примен. ... XXX XXX ... | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Ф.2.104-1 Копировал Формат 11

Черт. 30

Пример оформления чертежа пружины кручения приведен на черт. 30.

Остальные примеры расчета цилиндрических пружин приведены в рекомендуемом приложении 2.

6. КОНИЧЕСКИЕ ВИНТОВЫЕ ПРУЖИНЫ С ПОСТОЯННЫМ ШАГОМ

6.1. В настоящем разделе рассматриваются наиболее простые в изготовлении конические пружины с постоянным шагом.

По сравнению с цилиндрическими конические пружины обладают следующими преимуществами:

уменьшенной высотой в сжатом состоянии $H_{сж}$ при равном количестве витков и диаметре проволоки. При необходимости $H_{сж}$ может быть доведена до величины, составляющей $1{,}25\,d$ (п. 6.2);

переменной, увеличивающейся при сжатии жесткостью (п. 6.4), позволяющей при равных габаритных размерах свободной пружины, диаметре проволоки и количестве витков получить большую величину усилия сжатия;

способностью гасить резонансные колебания, возникающие при пульсирующей нагрузке постоянной частоты, близкой к частоте собственных колебаний пружины;

повышенной устойчивостью к продольному изгибу при сжатии, что позволяет использовать их в конструкциях, где нельзя применять направляющие стержни или гильзы.

6.2. Если у конической пружины горизонтальный шаг t_2 (расстояние между витками в плане – черт. 31) больше толщины проволоки, то пружина может быть сжата до толщины проволоки. Практически $H_{сж}$ берется равным $1{,}25\,d$ с учетом зазора, исключающего жесткий удар.

Горизонтальный шаг проверяется по формулам:

$$t_2 = \frac{R_2 - R_1}{n} > d \quad \text{– при целом числе витков;} \qquad (45)$$

$$t_2 = \frac{R_2 - R_1}{n - 0{,}5} > d \quad \text{– при числе витков, оканчивающемся на 0,5.} \qquad (46)$$

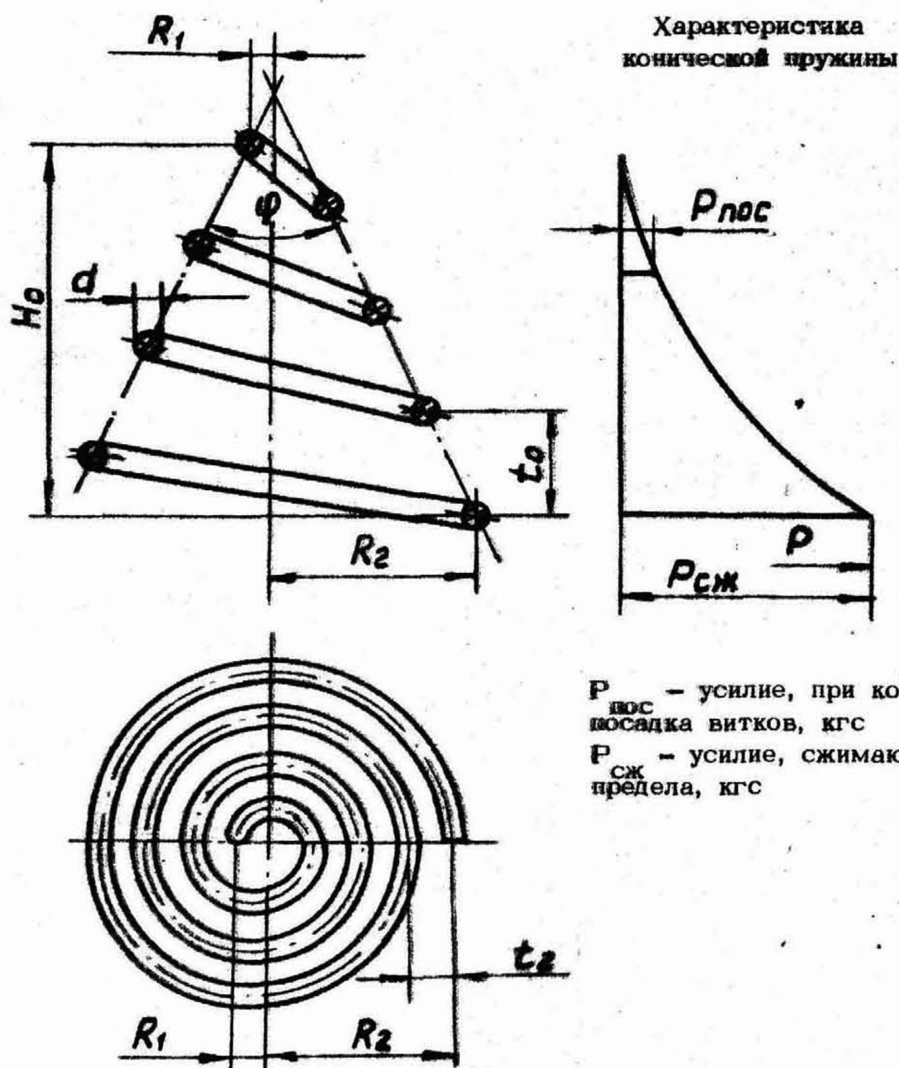
Коническая пружина сжатия из проволоки круглого сечения с постоянным шагом при $R_2 - R_1 > nd$ приведена на черт. 31.

6.3. Наименьшей жесткостью в конических пружинах обладает опорный виток большого радиуса, который до момента посадки испытывает наибольшее напряжение. Допустимые напряжения проверяются по радиусу $R_{расч.}$ наибольшего витка из числа тех, которые под влиянием расчетной нагрузки не успели сесть на опорную поверхность или на соседние витки и тем самым выключиться из работы $(R_1 \leq R_{расч.} \leq R_2)$.

6.4. В начальной стадии нагружения деформация пружины увеличивается пропорционально увеличению нагрузки, т. е. пружина обладает прямолинейной характеристикой.

В дальнейшем витки пружины, начиная с витков большого радиуса, садятся на опорную плоскость или друг на друга, последовательно выключаясь из работы. При этом, в связи с постепенным уменьшением количества деформируемых витков, жесткость пружины соответственно возрастает и характеристика ее становится непрямолинейной.

6.5. Основные формулы для расчета усилий и деформаций конических пружин с постоянным шагом навивки приведены в табл. 12.



$P_{пос}$ – усилие, при котором начинается посадка витков, кгс

$P_{сж}$ – усилие, сжимающее пружину до предела, кгс

Черт. 31

Формулы для расчета конических винтовых пружин
с постоянным шагом навивки, работающих на сжатие

Таблица 12

Параметр пружины	Форма пружины		
	D_1, P, d, D_2	D_1, P, a, a, D_2	D_1, P, h, b, D_2
	Сечение проволоки		
	Круглое	Квадратное	Прямоугольное
Максимальная рабочая нагрузка P_3, кгс	$P_3 = 0{,}392 \frac{d^3}{D_2}\tau_3$	$P_3 = 0{,}444\frac{d^3}{D_2}\tau_3$	$P_3 = 0{,}444\frac{b^2h}{D_2}\tau_3$
Деформация пружины F, мм	$F=\frac{2Pn}{Gd^4}(D_1+D_2)(D_1^2+D_2^2)$	$F=1{,}414\frac{PnD_2^3}{Gd^4}$	$F=0{,}707\frac{PnD_2^3(b^2+h^2)}{Gb^3h^3}$
Жесткость пружины $Z=\frac{P}{F}$, кгс/мм	$Z=\frac{Gd^4}{2n(D_1+D_2)(D_1^2+D_2^2)}$	$Z=0{,}707\frac{Gd^4}{nD_2^3}$	$Z=1{,}414\frac{Gb^3h^3}{D_2^3(b^2+h^2)n}$

Примечание. Для пружин из проволоки квадратного и прямоугольного сечений в таблице приведены приближенные формулы.

6.6. Расчет конических винтовых пружин с постоянным шагом навивки из проволоки круглого сечения производят по формулам (47) - (70).

6.6.1. Средний минимальный радиус R_1, мм, ненагруженной пружины рассчитывают по формуле

$$R_1 = R_2\sqrt[3]{\frac{P_{пос}}{P_{сж}}}, \qquad (47)$$

средний максимальный радиус R_2, мм, назначается по конструктивным соображениям.

6.6.2. Коэффициент изменения радиуса q рассчитывают по формуле

$$q = \frac{R_1}{R_2} . \quad (48)$$

Рекомендуется $q = 0{,}5 \dots 0{,}7$.

6.6.3. Нагрузку, при которой начинается посадка витков $P_{пос}$, кгс, рассчитывают по формуле

$$P_{пос} = \frac{Gd^4}{64nR_2^3} F_{сж} = P_{сж} q^3 . \quad (49)$$

6.6.4. Нагрузку, при которой пружина сжимается до предела $P_{сж}$, кгс, рассчитывают по формуле

$$P_{сж} = P_{пос} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^3 = \frac{P_{пос}}{q^3} . \quad (50)$$

6.6.5. Деформацию пружины под действием силы $P \leq P_{пос}$ (на прямолинейном участке диаграммы (черт. 32) $F_{пр}$, мм, рассчитывают по формуле

$$F_{пр} = \frac{16PnR_2^3(1+q)^2(1+q)}{Gd^4} , \quad (51)$$

при $P = P_{пос}$ – по формуле

$$F_{пос} = 0{,}25 F_{сж}(1+q^2)(1+q) . \quad (52)$$

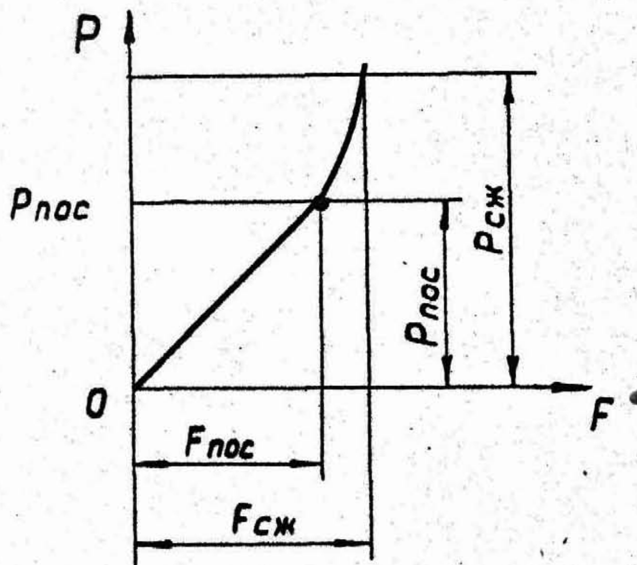
6.6.6. Деформацию пружины F, мм, под действием силы $P > P_{пос}$ рассчитывают по формуле

$$F = \frac{0{,}25 F_{сж}}{1-q} \cdot \left(4 - 3\sqrt[3]{\frac{P_{пос}}{P}} - \frac{P}{P_{пос}} \cdot q^4\right) . \quad (53)$$

6.6.7. Предельную деформацию пружины $F_{сж}$, мм, под действием силы $P_{сж}$ рассчитывают по формуле

при $R_2 - R_1 < dn$ $\quad F_{сж} = H_o - 1{,}5d - \sqrt{(dn)^2 - (R_2-R_1)^2}$, (54)

при $R_2 - R_1 \geq dn$ $\quad F_{сж} = H_o - 1{,}25d$. (55)



Черт. 32

6.6.8. Максимальное (испытательное) напряжение τ_3, кгс/мм^2, при $P_3 \leq P_{сж}$ рассчитывают по формулам

при $\tau_3 = \tau_{сж}$ $$\tau_3 = \frac{16KR_1 P_{сж}}{\pi d^3};\qquad (56)$$

при $\tau_3 < \tau_{сж}$ $$\tau_3 = \frac{16KR_2 \sqrt[3]{P_{пос} P_3^2}}{\pi d^3}.\qquad (57)$$

6.6.9. Расчетный радиус (см. п. 6.3) R расч, мм, определяют по формуле

при $P_{пос} < P_3 \leq P_{сж}$ $$R_{расч} = R_2 \sqrt{\frac{P_{пос}}{P_3}},\qquad (58)$$

при $P_3 \leq P_{пос}$ $$R_{расч} = R_2.\qquad (59)$$

6.6.10. Индекс пружины (расчетный) для определения коэффициента K по табл. 11 определяют по формуле

$$C_{расч} = \frac{2R_{расч}}{d}.\qquad (60)$$

6.6.11. Диаметр проволоки d , мм, рассчитывают по формулам

при $\tau_3 = \tau_{сж}$ $$d = 2\sqrt[3]{\frac{2KP_1 P_{сж}}{\pi \tau_{пр}}}\ ; \qquad (61)$$

при $\tau_3 < \tau_{сж}$ $$d = 2\sqrt[3]{\frac{2KR_2}{\pi \tau_{пр}}\sqrt[3]{P_{пос} \cdot P_3^2}}\ . \qquad (62)$$

6.6.12. Соотношение между величинами нагрузок:
предварительную (минимальную рабочую) нагрузку P, кгс, определяют по формуле

$$P_1 = (0{,}3\ ...\ 0{,}8)P_2; \qquad (63)$$

максимальную нагрузку P_2, кгс, определяют по формуле

$$P_2 = (0{,}8\ ...\ 0{,}9)P_3; \qquad (64)$$

испытательную нагрузку P_3, кгс, определяют по формуле

$$P_3 \leq P_{сж}. \qquad (65)$$

6.6.13. Число рабочих витков пружины определяют по формуле

$$n = \frac{Gd^4 F_{сж}}{64R_2^3 P_{пос}}\ . \qquad (66)$$

6.6.14. Высоту пружины в сжатом состоянии $H_{сж}$, мм, под нагрузкой $P_{сж}$ рассчитывают по формуле

при $(R_2-R_1) < nd$ $$H_{сж} = \sqrt{(dn)^2 + (R_2-R_1)^2} + 1{,}5d; \qquad (67)$$

при $(R_2-R_1) \geq nd$ $$H_{сж} \geq 1{,}25d. \qquad (68)$$

6.6.15. Длину проволоки L , мм, рассчитывают по формуле

$$L = \pi(n + n')(R_2 + R_1), \qquad (69)$$

где n' – число опорных витков.

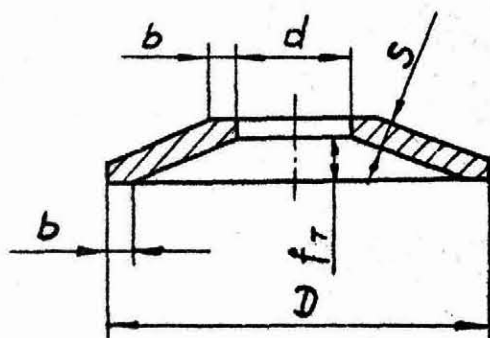
6.6.16. Запас хода пружин (суммарный зазор при нагрузке P_3) $\sum\Delta$, мм, рассчитывают по формуле

$$\sum\Delta = 0{,}06 + 0{,}15\ (F_{сж} - F_{пос}). \qquad (70)$$

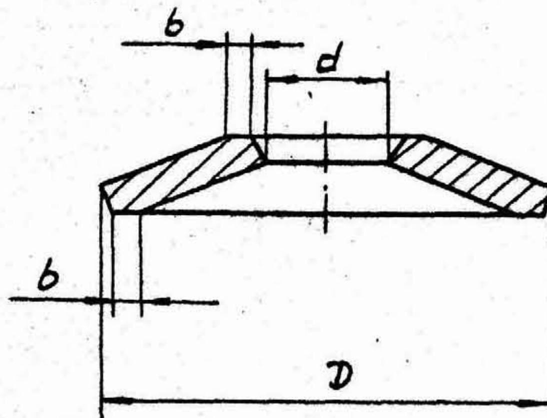
7. ТАРЕЛЬЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ

7.1. Тарельчатые пружины обладают большой жесткостью и применяются главным образом в качестве жестких буферов в амортизационных устройствах.

7.2. Пружины штампуют из листового материала с дополнительной обработкой по торцам и наружному и внутреннему диаметрам (пружины повышенной точности, черт. 33) или только по торцам (пружины нормальной точности, черт. 34).



Черт. 33

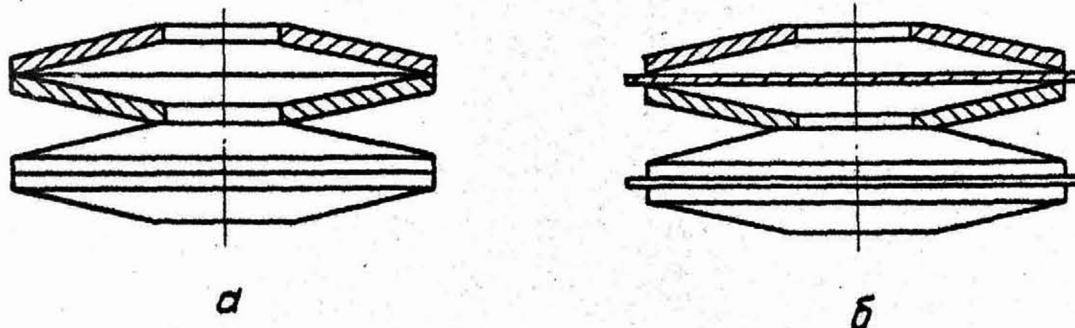


Черт. 34

7.3. Размеры и нагрузки тарельчатых пружин из стали марки 60С2А выбирают по ГОСТ 3057-~~54 и ГОСТ 17279-71.~~ 79(1)

В настоящем стандарте, кроме размеров пружины, приведены также величины хода (прогиба) одной тарелки под действием соответствующих нагрузок, что позволяет применять их без дополнительных расчетов.

7.4. Для получения нужной величины хода пружины составляют из отдельных секций, по две тарелки в каждой (черт. 35а), монтируемых на общей центрирующей оправке или в гильзе.



Черт. 35

Для более эффективного гашения энергии ударов между тарелками устанавливают шайбы (черт. 35б), при этом за счет сил трения, развивающихся на кромках тарелок при их скольжении по шайбам, жесткость пружин возрастает.

7.5. При необходимости применения нестандартных тарельчатых пружин расчет их ведут по формулам:

$$P = \frac{4ESf_3}{(1-\mu^2)D^2A}\left[(f_т - f_3)(f_т - \frac{f_3}{2}) + S^2\right], \qquad (71)$$

где P – усилие, воспринимаемое пружиной, кгс;

f_3 – максимальная деформация одной тарелки, мм;

$S, D, f_т$ – размеры тарелки (см. черт. 33 и 34), мм;

A – коэффициент, значение которого при $\mu = 0{,}3$ (коэффициент Пуассона для стали) определяют по графику (черт. 36) в зависимости от отношения $m = \frac{D}{d}$.

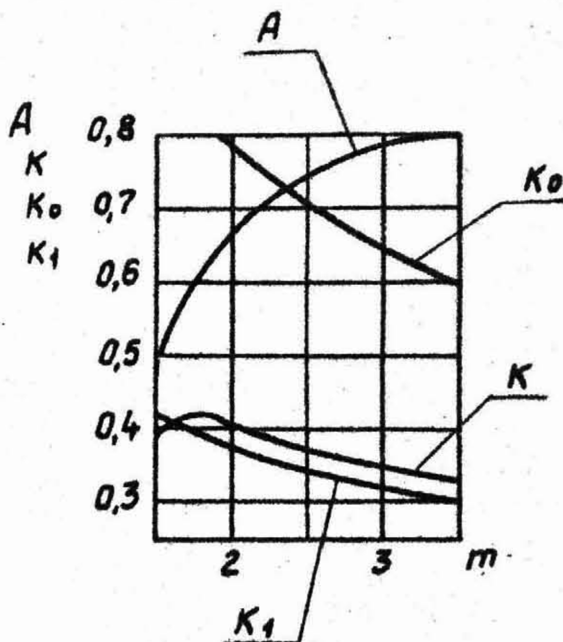
Конструктивно m принимают равным 2 ... 3.

Максимальная деформация одной тарелки f_3 не должна превышать 0,8 f.

$$\sigma_3 = \frac{4Ef_3}{KD^2}(f_т K_o - f_3K_1 + S), \qquad (72)$$

где σ_3 – наибольшие нормальные напряжения в меридиональном сечении конической оболочки у внутренней кромки (в отверстии d);

K, K_o, K_1 – коэффициенты, определяемые по графику (см. черт. 36) в зависимости от выбранной величины m.



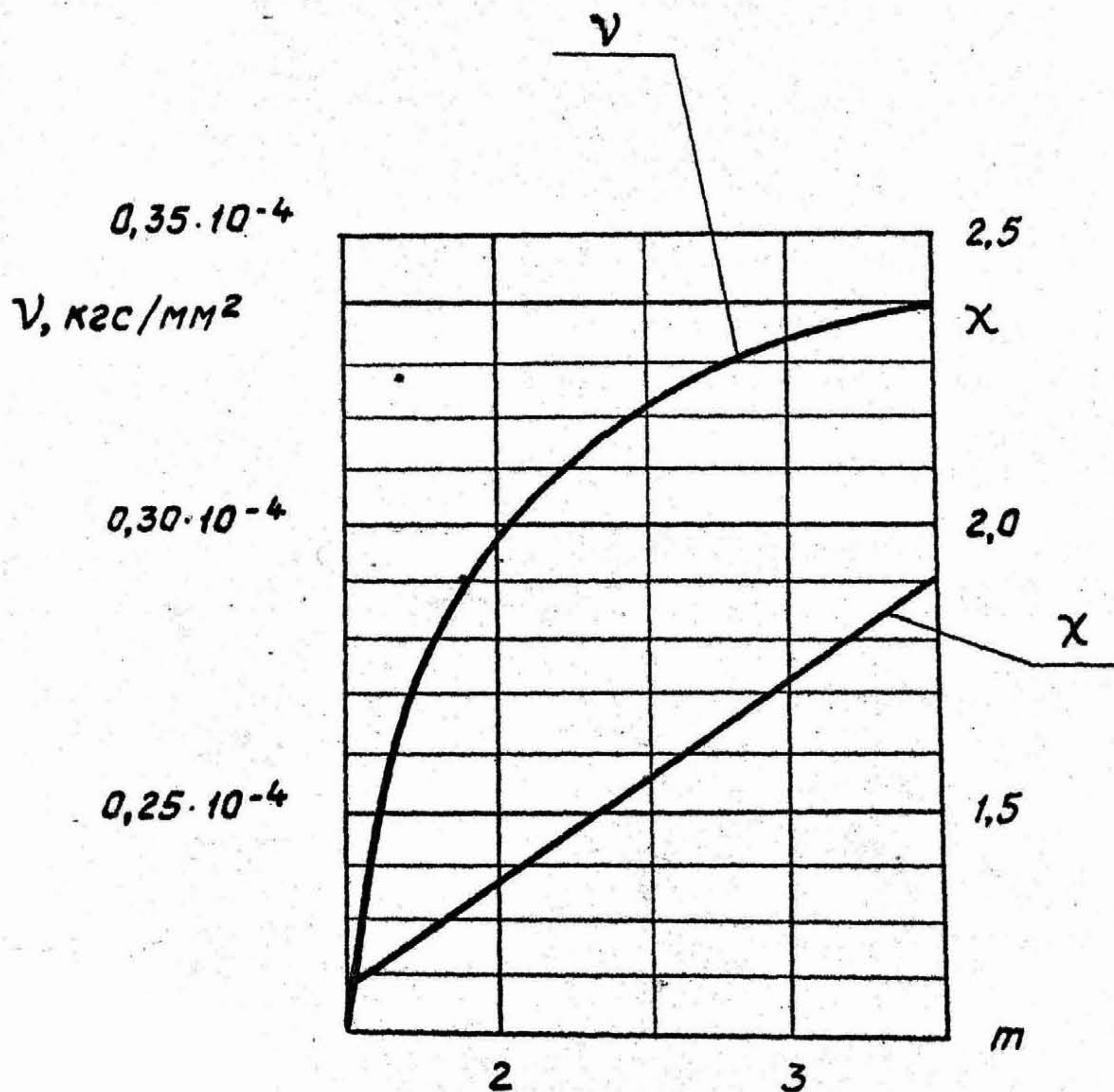
Черт. 36

7.6. Для предварительных расчетов используют упрощенные формулы

$$f_3 = \nu \frac{D^2}{4S^3} P = \frac{\nu D^2}{\chi 4S_3} \sigma , \qquad (73)$$

$$S = \sqrt{\frac{\chi P}{\sigma_3}} . \qquad (74)$$

Значения ν и χ определяют по графику (черт. 37).



Черт. 37

7.7. Пример расчета.

P = 40 кг; D = 20 мм; материал - сталь 60С2А ГОСТ 2283-~~69~~ 79; $\sigma_в$ = 100 кгс/мм^2;

$\sigma \leq \sigma_в$.

7.7.1. По упрощенной формуле (74) находим приближенное значение толщины сечения S. Принимая отношение $\frac{D}{d} = m = 2,5$ по графику (см. черт. 37), находим значение $\chi = 1,6$, тогда

$$S = \sqrt{\frac{1,6 \cdot 40}{100}} = 0,8 \text{ мм.}$$

7.7.2. По формуле (73) определяем максимальную деформацию одной тарелки

$$f_3 = \nu \frac{D^2}{4S^3} P.$$

Для выбранного значения m = 2,5 по графику (см. черт. 37) определяем $\nu = 0,325 \cdot 10^{-4}$, тогда $f_3 = 0,325 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{400}{4 \cdot 0,512} \cdot 40 = 0,254$ мм,

$f_т = 1,25 \cdot f_3 = 0,31$ мм.

7.7.3. По формуле (71) уточняем значение P

$$P = \frac{4ESf_3}{(1-\mu^2)D^2A}\left[(f_т - f_3)(f_т - \frac{f_3}{2}) + S^2\right].$$

Для выбранного значения m = 2,5 по графику (см. черт. 36) определяем A = 0,76, тогда

$$P = \frac{4 \cdot 20000 \cdot 0,8 \cdot 0,25}{0,91 \cdot 400 \cdot 0,76} \cdot \left[(0,31 - 0,25)(0,31 - 0,13) + 0,64\right] = 37,5 \text{ кгс.}$$

Усилие получилось меньше заданного.

Увеличим толщину материала до S = 0,9 мм.

7.7.4. По формуле (73) проведем повторный расчет

$$f_3 = 0,325 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{400}{4 \cdot 0,729} \cdot 40 = 0,18 \text{ мм}$$

$$f_т = 1,25 \cdot 0,18 = 0,23 \text{ мм.}$$

Повторим расчет усилия P по формуле (71)

$$P = \frac{4 \cdot 20000 \cdot 0,9 \cdot 0,18}{0,91 \cdot 400 \cdot 0,76}\left[(0,23 - 0,18)(0,23 - 0,09) + 0,81\right] = 38,4 \text{ кгс.}$$

Последующий проверочный расчет показывает, что дальнейшее увеличение толщины материала не дает увеличения усилия P, так как уменьшение хода более значительно, чем увеличение множителя, заключенного в скобки. Поэтому для увеличения значения f_3 увеличим значение $f_т$ до 0,3 мм. Тогда P = 40 кгс.

7.7.5. Проверяем по формуле (72) напряжение σ_3. Предварительно по графику (черт. 36) определяем: К = 0,37; K_o = 0,7; К = 0,34

$$\sigma_3 = \frac{4 \cdot 20000 \cdot 0{,}18}{0{,}4 - 400} \cdot (0{,}3 \cdot 0{,}7 - 0{,}18 \cdot 0{,}34 + 0{,}9) = 102 \text{ кгс/мм}^2.$$

Окончательные размеры пружины:

$$D = 20 \text{ мм}; \quad d = \frac{D}{m} = \frac{20}{2{,}5} = 8 \text{ мм}; \quad S = 0{,}9 \text{ мм}; \quad f_т = 0{,}3 \text{ мм}.$$

Пример оформления чертежа тарельчатой пружины приведен на черт. 38.

8. ЛЕНТОЧНЫЕ СПИРАЛЬНЫЕ ПРУЖИНЫ

8.1. Спиральные ленточные пружины (черт. 39) являются наиболее компактным типом пружин кручения, обладают пологой характеристикой (малой величиной приращения момента при увеличении угла заводки) и применяются в качестве заводных пружин в многооборотных пружинных устройствах (в барабанах часовых механизмов, в люфтовыбирающих устройствах, приводах самописцев и т. п.).

8.2. Расчет спиральных пружин производится по формулам (75) - (89).

8.2.1. Внутренний радиус заводного барабана R, мм, задают по конструктивным соображениям, при необходимости уточняется расчетом.

8.2.2. Радиус валика заводного барабана $r_в$, мм, определяют по формуле

$$r_в = r_o - 1{,}5S, \tag{75}$$

где S - толщина ленты.

8.2.3. Радиус кривизны первого витка r_o, мм, определяют по формуле

$$r_o = \varrho S = \left(\frac{1}{3} \ldots \frac{1}{5}\right)R. \tag{76}$$

Рекомендуемое значение ϱ = 15 ... 20 мм.

8.2.4. Внешний радиус тугозаведенной пружины, равный внутреннему радиусу спущенной пружины r_1, мм, рассчитывают по формуле

$$r_1 = r_1' = \sqrt{\frac{R^2 - r^2}{2}}, \tag{77}$$

при $K = \frac{r_o}{R} = \frac{1}{3} \ldots \frac{1}{5}$ (табл. 14)

$r_1 = (0{,}745 \ldots 0{,}721)R$.

8.2.5. Рабочее число оборотов заводного барабана $n_б$ (оборотов) определяется по формуле

$$n_б = n_2 - n_1, \tag{78}$$

при $K = \frac{1}{3} \ldots \frac{1}{5}$

$n_б = 7 \ldots 8$ оборотов.

...XXXXXX...

Rz 80; 0,3 +0,2 −0,1; ⌀5,3 A₈; Rz 80; Rz 40; 0,9 +0,51 −0,32; 0,6±0,07*; 0,3 +0,10 −0,05; Rz 40; 0,3 +0,2 −0,1; ⌀9 B₈

1. Пружина тарельчатая электротехническая К 5,3 по ГОСТ ~~17279-71~~ 3057-79. (5)
2. *Размер для справок.
3. Остальные технические требования по ОСТ4 ГО.070.014 и ОСТ4 ГО.838.200.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.		Иванова		29.02.77	
Провер.		Петрова		29.02.77	
Т.контр.		Сидоров		30.02.77	
Н.контр.		Морозова		30.02.77	
Утв.		Николаев		1.03.77	

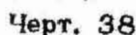
...XXXXXX...

Пружина тарельчатая

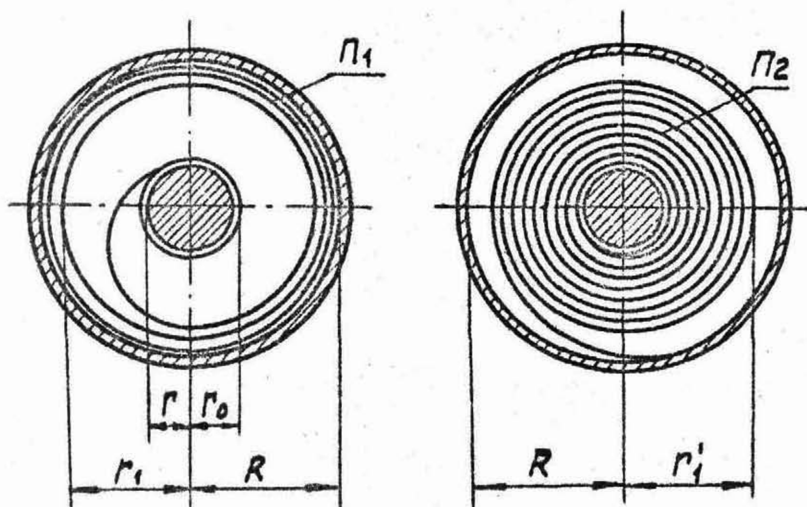
Литера	Масса	Масштаб
	0,03 г	10:1
Лист	Листов 1	

Лента 60С2А-Т-С-Н-0,6 ГОСТ 2283-~~69~~ 79

Ф.2.104-1 Копировал Формат 11



Черт. 38



Пружина спущена

Пружина заведена

Черт. 39

Для покрытия потерь на трение рабочее число оборотов $n_б$ следует увеличивать при расчете на 0,5 ... 1,5 оборота против заданного.

8.2.6. Число витков спущенной пружины в барабане n_1 определяют по формуле

$$n_1 = \frac{R - r_1}{S} = (0{,}255 \ldots 0{,}279) \quad \frac{R}{S}; \qquad (79)$$

пружины полностью заведенной n_2 – по формуле

$$n_2 = \frac{r_1 - r_o}{S} = (0{,}412 \ldots 0{,}387) \quad \frac{R}{S}. \qquad (80)$$

Числа в скобках соответствуют значению $K = \frac{1}{3} \ldots \frac{1}{5}$.

8.2.7. Число витков свободной пружины n_o определяют по формуле

при $n_2 \leq 20$ $\qquad n_o \approx (0{,}45 \ldots 0{,}55)\, n_2;$ (81)

при $n_2 > 20$ $\qquad n_o \approx (0{,}3 \ldots 0{,}4)\, n_2.$ (82)

8.2.8. Рабочую длину пружины L, мм, рассчитывают по формуле

$$L = \frac{\pi(R^2 - r^2)}{2S} = \pi(R + r_1)n_1. \qquad (83)$$

8.2.9. Полную длину пружины L_1, мм, рассчитывают по формуле

$$L_1 = L + L_2 + L_3 \approx L + 4{,}5\pi r_o, \quad (84)$$

где $L_2 = 3\pi r_o$ – длина внутреннего отожженного конца;
$L_3 = 1{,}5\pi r_o$ – длина наружного отожженного конца.

8.2.10. Толщину пружины S, мм, рассчитывают по формуле

$$S = R\frac{K}{\rho}. \quad (85)$$

Значения K и $\frac{n\delta}{S}$ указаны в табл. 14.

8.2.11. Ширину ленты b, мм, рассчитывают по формуле

$$b = \frac{6LM_{min}}{\pi S^3 E(n_1 - n_o)\eta}, \quad (86)$$

где η – КПД пружины (п. 8.3).

8.2.12. Максимальный крутящий момент на валике пружины M_3, кгс·мм, рассчитывают по формуле

$$M_3 = \frac{\pi EbS^3(n_2 - n_o)}{6L}\eta = M_{min}\frac{n_2 - n_o}{n_1 - n_o}. \quad (87)$$

8.2.13. Минимальный крутящий момент на валике пружины M_{min}, кгс·мм, рассчитывают по формуле

$$M_{min} = \frac{\pi EbS^3(n_1 - n_\delta)}{6L}\eta. \quad (88)$$

8.2.14. Максимальное напряжение в сечении ленты σ_3, кгс/мм^2, рассчитывают по формуле

$$\sigma_3 = \frac{6}{b}\frac{M_3}{S^2\eta} \leq \sigma_u. \quad (89)$$

σ_u определяют по черт. 40.

8.3. Коэффициент полезного действия пружины η (отношение работы, развиваемой пружиной при ее развертывании, к работе, затраченной на ее заводку) зависит от применяемой смазки. Значения η приведены в табл. 13.

Таблица 13

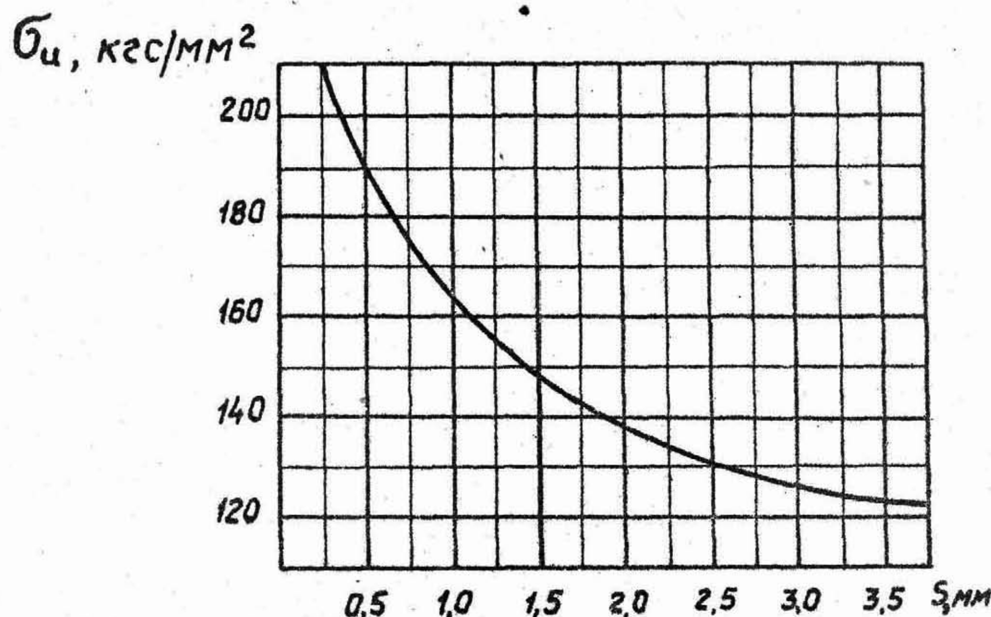
Смазывающее вещество	η
Касторовое масло с графитом	0,71
Машинное масло	0,69
Чистое касторовое масло	0,61
Без смазки	0,60

8.4. Для облегчения расчетов, предварительное определение параметров r_1, n_1, n_2, $n_б$ и L_1 производится по табл. 14.

Таблица 14

$K = \frac{r_0}{R}$	$\frac{n_б}{\rho}$, мм	r_1, мм	L_1, мм	n_2	n_1
1/3	0,474	0,745R	4,189R ρ	1,239 ρ	0,765 ρ
1/3,5	0,644	0,735R	5,049R ρ	1,571 ρ	0,927 ρ
1/4	0,832	0,729R	5,889R ρ	1,916 ρ	1,084 ρ
1/4,5	1,017	0,724R	6,719R ρ	2,259 ρ	1,242 ρ
1/5	1,210	0,721R	7,539R ρ	2,605 ρ	1,395 ρ

8.5. Допускаемые напряжения зависят от толщины пружины и проверяются по графику (см. черт. 40).



Черт. 40

График построен для пружин с отношением развернутой длины L к толщине S, составляющим 7000. При больших отношениях кривая смещается вниз (величина допустимых напряжений уменьшается), при меньших отношениях – кривая смещается вверх.

8.6. Пример расчета.

Внутренний диаметр барабана $D_{вн} = 2R = 66$ мм.

Рабочее число оборотов барабана $n_б = 7$ оборотов.

Минимальный потребный момент $M_{min} = 65$ кгс·мм.

8.6.1. Согласно п. 8.2.5 принимаем

$$n_б' = n_б + 1 = 8 \text{ оборотов.}$$

8.6.2. Согласно формуле (76) принимаем $\rho = \frac{r_0}{S} = 18$ и определяем отношение

$$\frac{n_б}{\rho} = \frac{8}{18} = 0{,}444.$$

8.6.3. По табл. 14 наиболее близким к найденному значению $\frac{n_б}{\rho}$ является величина 0,474. При этом К = 1/3. Уточняем значение ρ

$$\rho = \frac{n_б}{0{,}474} = \frac{8}{0{,}474} = 16{,}9.$$

8.6.4. По формуле (85) определяем толщину пружины

$$S = R\frac{K}{\rho} = 33\cdot\frac{1}{3\cdot 16{,}9} = 0{,}65 \text{ мм}.$$

Учитывая, что тонкая лента выдерживает большие напряжения, округляем полученное значение S в меньшую сторону и принимаем

$$S = 0{,}6 \text{ мм}.$$

8.6.5. Принятой толщине S соответствует

$$\rho = R\frac{K}{S} = 33\,\frac{1}{3\cdot 0{,}6} = 18{,}3.$$

8.6.6. По формулам (75) и (76) определяем радиус оправки:

$$r_0 = 18{,}3\cdot 0{,}6 = 11 \text{ мм};$$
$$r = r_0 - 1{,}55 \approx 10 \text{ мм}.$$

8.6.7. В соответствии с табл. 14 для $\frac{n_б}{\rho} = 0{,}474$ определяем:

$$r_1 = r_1' = 0{,}745R = 0{,}745\cdot 33 = 24{,}6 \text{ мм};$$
$$n_2 = 1{,}239\,\rho = 1{,}239\cdot 18{,}3 = 22{,}7 \text{ витка};$$
$$n_1 = 0{,}765\,\rho = 0{,}765\cdot 18{,}3 = 14 \text{ витков};$$

$$n_б = n_2 - n_1 = 22{,}7 - 14 = 8{,}7 \text{ оборота};$$
$$L = 4{,}189R\,\rho = 4{,}189\cdot 33\cdot 18{,}3 = 2533 \text{ мм}.$$

Заданное рабочее число оборотов $n_б = 7$, следовательно, пружина не будет заводиться полностью, и число витков заведенной пружины

$$n_2 = n_1 + n_б = 14 + 7 = 21 \text{ виток}.$$

8.6.8. По формуле (81) n_0 при $n_2 > 20$ следует брать равным $(0{,}3 \ldots 0{,}4)\,n_2$, принимаем

$$n_0 = 0{,}4\cdot 22{,}7 = 9{,}1 \text{ витка}.$$

8.6.9. По формуле (86) определяем ширину ленты.
По табл. 13 примем $\eta = 0{,}71$ (для смазки касторовым маслом с графитом),

тогда
$$b = \frac{6\cdot 2533\cdot 65}{3{,}14\cdot 0{,}216\cdot 20000\,(14 - 9{,}1)\cdot 0{,}71} = 13{,}6 \text{ мм}.$$

Принимаем b = 14 мм.

Уточняем значение M_{min}.

$$M_{min} = 65 \cdot \frac{14}{13,8} = 66 \text{ кгс·мм.}$$

8.6.10. По формуле (87) определяем максимальный момент

$$M_3 = 66 \frac{21 - 9,1}{14 - 9,1} = 133 \text{ кгс·мм.}$$

8.6.11. По формуле (89) проверяем напряжение

$$\sigma_3 = \frac{6 \cdot 133}{14 \cdot 0,36 \cdot 0,71} = 190 \text{ кгс/мм}^2.$$

9. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ

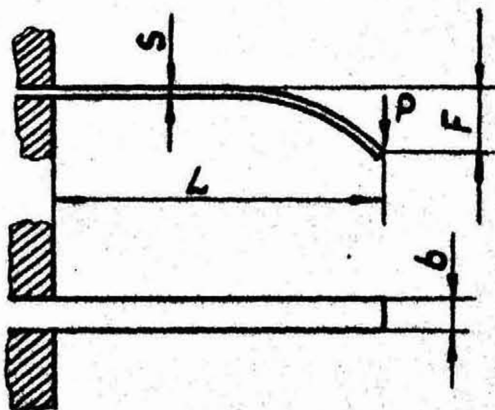
9.1. Пластинчатые прямые пружины работают преимущественно на изгиб и применяются в контактных системах электрической пусковой аппаратуры, реле и других механизмах.

9.2. В большинстве случаев пластинчатые пружины собираются таким образом, что до приложения внешней нагрузки они испытывают некоторое предварительное напряжение, которое достигается изгибом пружины в сторону, противоположную действию изгибающей силы.

После установки упора пружина будет испытывать предварительное натяжение, соответствующее предварительному прогибу.

9.3. При конструировании пластинчатых пружин следует подбирать для них по возможности наиболее простые формы, допускающие четкий и ясный расчет.

9.4. Пластинчатые пружины прямоугольного сечения постоянной ширины и постоянной толщины (черт. 41) рассчитывают по формулам:



Черт. 41

Наибольшая допустимая нагрузка

$$P_3 = \frac{bS^2 \sigma_3}{6L}. \quad (90)$$

Прогиб от нагрузки P

$$F = \frac{4P_3 L^3}{bS^3 E} = \frac{2L^2 \sigma_3}{3SE}. \quad (91)$$

Ширина пружины

$$b = \frac{4P_3 L^3}{ES^3 F}. \quad (92)$$

9.5. Пример расчета пластинчатой пружины с предварительным изгибом.

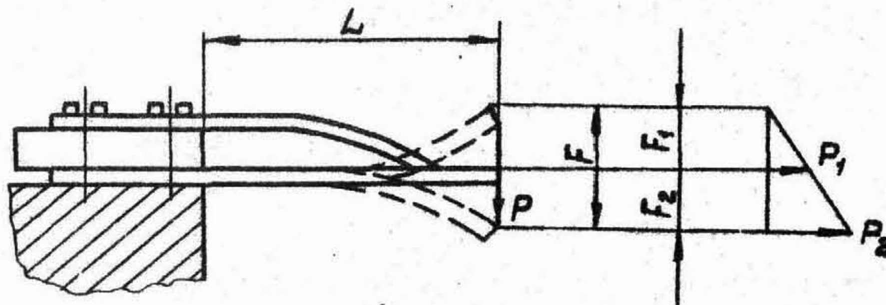
Свободная длина пружины L = 80 мм;

Прогиб конца пружины F_2 = 5 мм;

Предварительное натяжение P_1 = 0,1 кгс;

Рабочая нагрузка $P_2 = 0{,}3$ кгс.

Материал пружины – бронза Бр. ОФ6,5-0,15; $\sigma_и = 16$ кгс/мм^2; $E = 10000$ кгс/мм^2.



Черт. 42

9.5.1. Определяем величину прогиба (черт. 42)

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{P_1}{P_2 - P_1}; \quad F_1 = \frac{F_2 P_1}{P_2 - P_1}; \quad F_1 = \frac{5 \cdot 0{,}1}{0{,}3 - 0{,}1} = 2{,}5 \text{ мм}$$

$$F = F_1 + F_2; \quad F = 2{,}5 + 5 = 7{,}5 \text{ мм.}$$

9.5.2. Определяем толщину пружины S по формуле (91)

$$S = \frac{2 \cdot 80^2 \cdot 16}{3 \cdot 10000 \cdot 7{,}5} = 0{,}91 \text{ мм.}$$

Сортамент по ГОСТ 1761-~~70~~ 79① предусматривает ленты толщиной 0,8 и 1,0; округляем в меньшую сторону $S = 0{,}8$ мм.

9.5.3. Находим ширину пружины b по формуле (92)

$$b = \frac{4 \cdot 0{,}3 \cdot 80^3}{0{,}8^3 \cdot 10000 \cdot 7{,}5} = 16 \text{ мм.}$$

9.5.4. Находим возникающие в пружине напряжения изгиба из формулы (90)

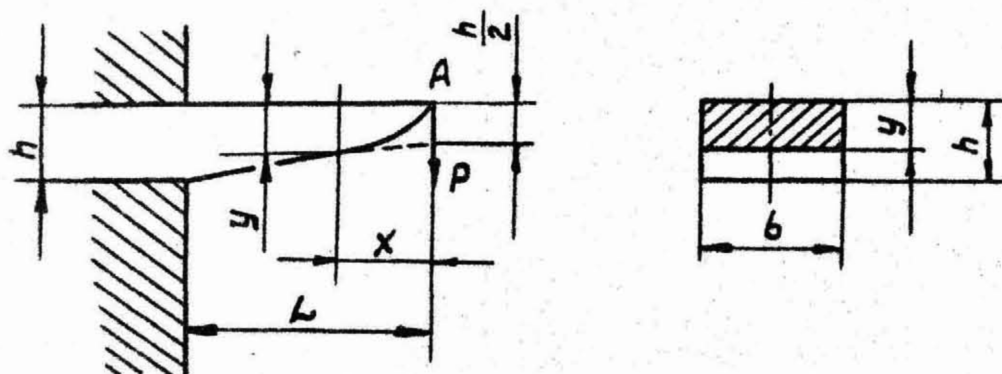
$$\sigma_и = \frac{6 \cdot 0{,}3 \cdot 80}{16 \cdot 0{,}8^2} = 14 \text{ кгс/мм}^2.$$

$\sigma_и$ расчетное напряжение изгиба меньше $\sigma_и$ заданного.

9.6. Пластинчатые прямые пружины больших размеров целесообразно выполнять в виде балок равного сопротивления изгибу (черт. 43 и 44).

9.7. Прочность пружины, выполненной в виде балки равного сопротивления изгибу, для прямоугольного сечения постоянной ширины и переменной высоты У (см. черт. 43) определяют по формуле

$$y^2 = \frac{6PX}{b\sigma_и}. \qquad (93)$$



Черт. 43

Величина прогиба в точке А для этой же балки определяется по формуле

$$F_A = \frac{8P_2L^3}{bh^3E}. \qquad (94)$$

9.8. Для пластинчатой пружины прямоугольного сечения с постоянной высотой h и переменной шириной b_x (черт. 44) уравнение временного сопротивления разрыву в сечении X имеет вид

$$\sigma_3 = \frac{6PL}{bh^2} = \frac{6PX}{b_x h^2} \qquad (95)$$

и соответственно стрела прогиба в точке А

$$F_A = \frac{6PL^3}{bh^3E}. \qquad (96)$$

Основные размеры определяются по формулам

$$F_3 = \frac{L^2\sigma_3}{hE}; \qquad (97)$$

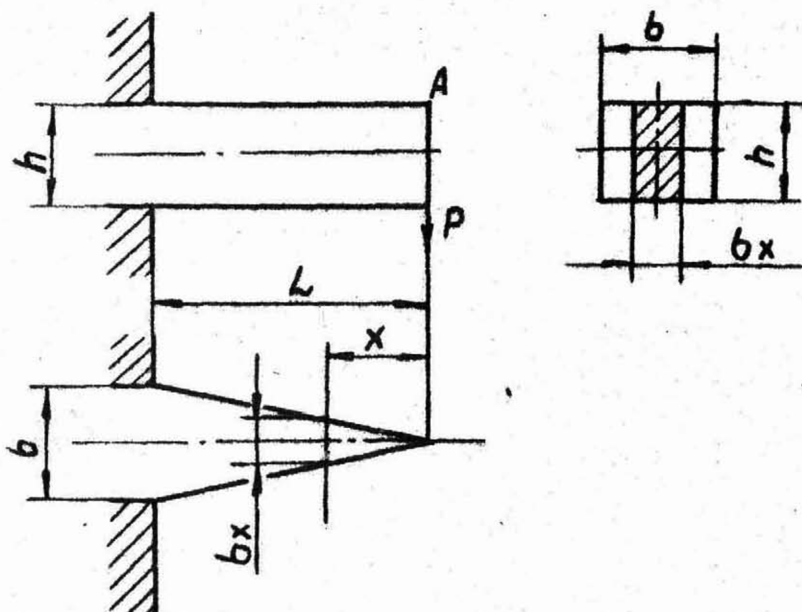
$$h_3 = \frac{L^2\sigma_3}{EF_3}; \qquad (98)$$

$$b = \frac{6P_3L}{h^2\sigma_3}, \qquad (99)$$

где F_3 – максимальная величина прогиба, мм;
E – модуль упругости, кгс/мм^2.

Если сила Р приложена в сечении X, то прогиб F_x определяют по формуле

$$F_x = \frac{12PL}{Ebh^3}\left[X^2 \ln\frac{X}{L} + \frac{1}{2}(L - X)(3X - L)\right]. \qquad (100)$$



Черт. 44

9.9. Подобным способом могут быть найдены расчетные формулы для прямых пружин круглого сечения.

В этом случае прочность пружины определяют по формуле (38)

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W}; \quad \sigma_3 = \frac{P_3 L}{W}; \quad \sigma_3 = 32\frac{P_3 L}{\pi d^3} = 10{,}2\frac{P_3 L}{d^3},$$

где σ_3 – напряжение при изгибе, кгс/мм^2;
M_3 – момент изгиба;
W – момент сопротивления.

Максимальный прогиб определяют по формуле

$$F_3' = \frac{P_3 L^3}{3EJ}; \quad F_3 = \frac{64 P_3 L^3}{3E\pi d^4} = 6{,}79\frac{P_3 L^3}{Ed^4}. \qquad (101)$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Обязательное

ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ НА ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН

Интервалы номинальных размеров наружных и внутренних диаметров пружин D, мм	Предельные отклонения. Группа точности 1	Предельные отклонения. Группа точности 2	Пред. откл. плоскости зацепа от оси (для пружин растяжения). Группа точности 1	Пред. откл. плоскости зацепа от оси (для пружин растяжения). Группа точности 2	Интервалы номинальных размеров высоты пружины H_o^*, мм	Предельные отклонения. Группа точности 1	Предельные отклонения. Группа точности 2	Интервалы номинальных значений числа витков (рабочих и общих) в долях целого витка n^{**}, n_1	Предельные отклонения. Группа точности 1	Предельные отклонения. Группа точности 2	Интервалы номинальных значений равномерности шага в свободном состоянии (для пружин сжатия) $t-d^*$, мм	Предельные отклонения. Группа точности 1	Предельные отклонения. Группа точности 2
До 5 вкл.	±0,1	±0,3	±0,3	±0,6	До 10 вкл.	±0,40	±0,60	До 4 вкл.	±0,25	±0,25	До 2 вкл.	±0,2	
Св. 5 до 12 вкл.	±0,2	±0,4	±0,4	±0,7	Св. 10 до 15 вкл.	±0,60	±1,00	Св. 4 до 6 вкл.			Св. 2 до 3 вкл.	±0,3	±0,4
Св. 12 до 25 вкл.	±0,3	±0,5	±0,5	±0,9	Св. 15 до 20 вкл.	±0,80	±1,25	Св. 6 до 8 вкл.		±0,50	Св. 3 до 4 вкл.	±0,4	
Св. 25 до 40 вкл.	±0,4	±0,8	±0,7	±1,1	Св. 20 до 40 вкл.	±1,00	±1,50	Св. 8 до 10 вкл.			Св. 4 до 5 вкл.	±0,5	±0,5
Св. 40 до 55 вкл.	±0,5	±1,1	±0,8	±1,3	Св. 40 до 70 вкл.	±1,25	±2,00	Св. 10 до 12 вкл.			Св. 5 до 6 вкл.	±0,6	±0,6
Св. 55 до 80 вкл.	±0,7	±1,5	±1,0	±1,7	Св. 70 до 110 вкл.		±2,25	Св. 12 до 15 вкл.			Св. 6 до 7 вкл.	±0,7	±0,7
Св. 80 до 110 вкл.	±1,0	±2,0	±1,4	±2,2	Св. 110 до 170 вкл.	±1,50	±3,00	Св. 15 до 20 вкл.			Св. 7 до 8 вкл.	±0,8	±0,8
Св. 110 до 150 вкл.	±1,3	±2,7	±1,8	±2,8	Св. 170 до 240 вкл.	±2,25	±3,75	Св. 20		±1,00	Св. 8 до 9 вкл.	±0,9	±0,9
Св. 150 до 200 вкл.	±1,7	±3,5	±2,3	±3,5	Св. 240 до 330 вкл.		±4,50				Св. 9 до 10 вкл.	±1,0	±1,0

* Для точных пружин допускается ужесточать предельные отклонения на свободную высоту и равномерность шага пружины против указанных в таблице.

** Для пружин сжатия предельные отклонения на рабочее число витков n на рабочих чертежах не указывать.

Продолжение

Интервалы номинальных размеров наружных и внутренних диаметров пружин D, мм	Предельные отклонения		Пред. откл. плоскости зацепа от оси (для пружин растяжения)		Интервалы номинальных размеров высоты пружины H_o^*, мм	Предельные отклонения		Интервалы номинальных значений числа витков (рабочих и общих) в долях целого витка n^{**}, n_1	Предельные отклонения		Интервалы номинальных значений равномерности шага в свободном состоянии (для пружин сжатия) $t-d^*$ мм	Предельные отклонения	
	Группа точности		Группа точности			Группа точности			Группа точности			Группа точности	
	1	2	1	2		1	2		1	2		1	2
Св. 200	±2,0	±4,0	±2,5	±3,5	Св. 330 до 450 вкл	±3,00	±6,00	Св. 20	±0,25	±1,00	Св. 10 до 12 вкл.	±1,2	±1,2
					Св. 450	±3,75	±7,50						

* Для точных пружин допускается ужесточать предельные отклонения на свободную высоту и равномерность шага пружины против указанных в таблице.

** Для пружин сжатия предельные отклонения на рабочее число витков n на рабочих чертежах не указывать.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Рекомендуемое

ЧАСТНЫЕ СЛУЧАИ РАСЧЕТА ВИНТОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН

1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН СЖАТИЯ И РАСТЯЖЕНИЯ ИЗ ПРОВОЛОКИ ПРЯМОУГОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ

1.1. ~~Максимальную допустимую~~ Рабочую (1) нагрузку ~~P_3~~ P_2 и осевое перемещение на один виток f, в зависимости от прилагаемой нагрузки, определяют по формулам:

для проволоки квадратного сечения $(h = b = a)$

(1) $$P_2 = 0{,}416 \frac{a^3 \tau_{кр}}{(D-a)K_1}; \qquad (1)$$

$$f_1 = 5{,}6 \frac{P_1 (D-a)^3}{Ga^4} \qquad (2)$$

для проволоки прямоугольного сечения $(h \neq b)$

(1) $$P_2 = \frac{2\alpha b^3 \tau_{кр}}{D_o K_1}; \qquad (3)$$

$$f_1 = \beta \frac{P_1 D_o^3}{Gb^4}, \qquad (4)$$

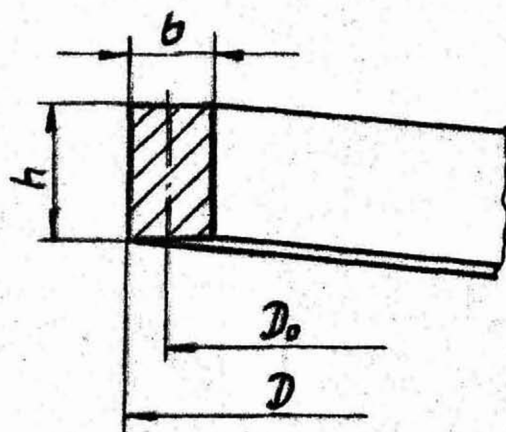
где b – наименьшая сторона прямоугольника (черт. 1);

$\tau_{кр}$ – выбирать по табл. 2,

K_1 – коэффициент, зависящий от индекса пружины С, (значение K_1 приведено в табл. 11)

$$C = \frac{D - b}{b}, \qquad (5)$$

α и β – коэффициенты, зависящие от отношения $\frac{h}{b}$, приведены в табл. 1.



Черт. 1

Таблица 1

$\frac{h}{b}$	α	β
1,0	0,208	5,600
1,5	0,346	2,670
2,0	0,493	1,710
3,0	0,801	0,995
4,0	1,150	0,698

1.2. Остальные параметры подсчитывают по тем же правилам, что и для пружин из круглой проволоки.

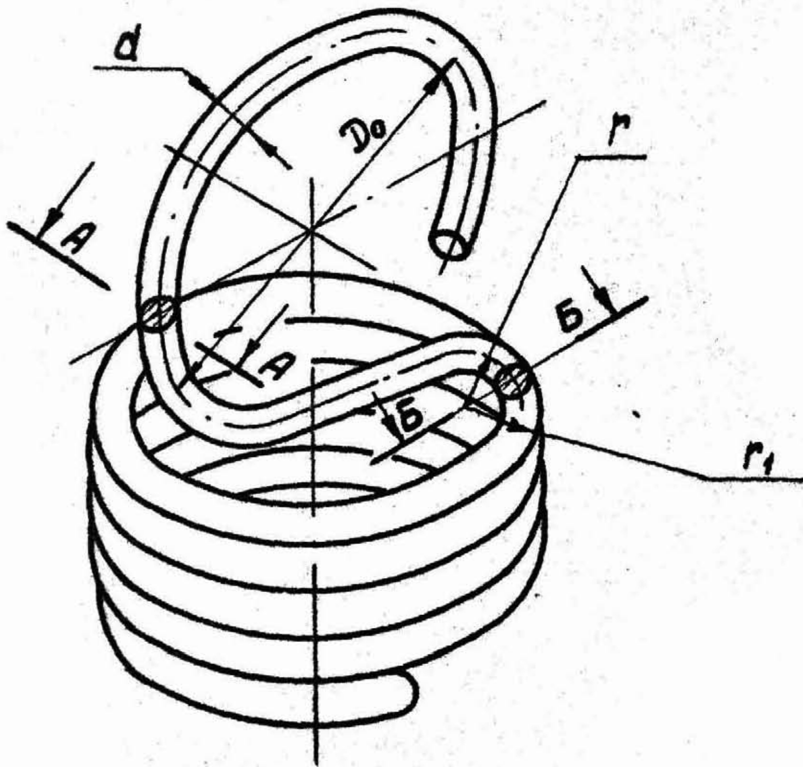
2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗАЦЕПЕ ПРУЖИН РАСТЯЖЕНИЯ

2.1. Напряжения в зацепах, образованных отгибкой крайних витков (черт. 2), обычно выше, чем в витках рабочей части пружины, что может послужить причиной поломки, если они превышают допустимые напряжения.

2.2. Расчет напряжений производят в двух сечениях:

в сечении А-А, перпендикулярном плоскости зацепов, проверяют напряжение изгиба по формуле

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d^2}\,(4CK + 1) \leq \sigma_{и}, \qquad (6)$$



Черт. 2

в сечении Б-Б, параллельном плоскости зацепа, проверяют напряжение кручения по формуле

$$\tau = \frac{2PD_o}{\pi d^3} \left(\frac{4C_1 - 1}{C_1 - 1} \right) \leq 0{,}8\,\sigma_u, \qquad (7)$$

где C – индекс пружины, определяемый по формуле (4) (п. 5.1.2);
K – коэффициент, зависящий от величины C (см. табл. 11);
$\sigma_{кр}$ – допускаемое напряжение изгиба (см. табл. 1)

$$C_1 = \frac{2r_1}{d} = \frac{2r}{d} + 1; \qquad (8)$$

r и r_1 – радиусы изгиба (см. черт. 2).

2.3. Из формулы (6) видно, что напряжение изгиба в сечении А-А может быть уменьшено за счет уменьшения коэффициента C, что может быть достигнуто уменьшением диаметра зацепа D_o (см. черт. 2). Это связано с усложнением технологии изготовления пружины.

2.4. Из формулы (7) видно, что напряжение кручения в сечении Б-Б уменьшается с увеличением радиуса изгиба r, так как при этом увеличивается значение C_1 и дробь, заключенная в скобки, уменьшается.

2.5. Пример расчета напряжений в зацепе.

$$D_{зацепа} = D_{пружины} = 20$$

$$d = 2 \text{ мм}; P = 6 \text{ кгс}; r = d = 2 \text{ мм}.$$

Пружина II класса.

$$D_0 = D - d = 18 \text{ мм}; C = \frac{D_0}{d} = 9; K = 1,16;$$

$$r_1 = r + \frac{d}{2} = 3 \text{ мм}; C_1 = \frac{2r_1}{d} = 3.$$

Определяем напряжение изгиба в сечении А–А по формуле (6).

Для пружин II класса при $d = 2$ мм допустимое напряжение изгиба $\sigma_и = 0,54\sigma_в$,
$\sigma_и = 0,54 \cdot 180 = 97$ кгс/мм^2.

Следовательно, напряжение изгиба находится в пределах допустимого.

Определяем напряжение кручения в сечении Б–Б по формуле (7)

$$\tau_{кр} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 18}{\pi \cdot 8} \cdot \left(\frac{4 \cdot 3 \cdot 1}{3 - 1} \right) = 48 \text{ кгс/мм}^2,$$

что меньше $0,8\sigma_и = 77$ кгс/мм^2.

В приведенном примере несущая способность рабочей части пружины (см. черт. 17) равна при тех же условиях 13,5 кгс. При такой нагрузке напряжение изгиба в зацепе

$$\sigma_и = 80 \frac{13,5}{6} = 180 \text{ кгс/мм}^2,$$

что вдвое превышает допустимое напряжение σ_3. Величина напряжения кручения будет

$$\tau_{кр} = 48 \frac{13,5}{6} = 108 \text{ кгс/мм}^2,$$

что также больше допустимой.

Таким образом, несущая способность этой пружины, определенная по размерам ее рабочей части, не может быть использована полностью без уменьшения диаметра зацепа и увеличения радиуса изгиба.

3. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

3.1. Многократные быстроизменяющиеся нагрузки при большом количество циклов нагружений вызывают усталостные явления в материале пружины, которые могут привести к ее разрушению, если наибольшие напряжения превысят предел выносливости материала, из которого изготовлена пружина.

3.2. Значения пределов выносливости, полученные экспериментальным путем на образцах, могут быть с полной достоверностью использованы для расчетов, если условия испытания образцов приближаются к условиям эксплуатации пружин, а материал образца (по химическому составу, термообработке, чистоте поверхности) полностью соответствует материалу изготовленной пружины.

При отсутствии подробных экспериментальных данных по усталостной прочности пружин, точно соответствующих рассчитываемой конструкции, рекомендуется использование усредненных данных, приведенных в табл. 2.

Таблица 2

Группа стали	Предел текучести, кгс/мм^2		Предел усталостной прочности при пульсирующей нагрузке, кгс/мм^2	
	$\sigma_т$	$\tau_т$	σ_o	τ_o
Среднеуглеродистая	100-120	60-80	100-130	50-65
Высокоуглеродистая	95-135	65-90	100-140	50-70
Хромованадиевая	150-160	95-100	110-120	55-60
Кремнемарганцевистая	140-150	95-100	100-110	50-55
Кремневанадиевая	95-105	90	80-100	40-45

3.3. Расчет пружин на выносливость сводится к определению коэффициента запаса прочности по выносливости n_r, который не должен быть меньше 1,5. Рекомендуется n_r = 1,5 ... 2.

3.4. Коэффициент запаса прочности по выносливости для пружин сжатия и растяжения определяют по формуле

$$n_r = \frac{2\tau_т}{\tau_3\left[(1+K_r) + \left(\frac{2\tau_т}{\tau_o}-1\right)(1+K_r)\right]}, \qquad (9)$$

где τ_3 – максимальное напряжение в поперечном сечении витков;
$\tau_т$ – предел текучести проволоки (табл. 2);
τ_o – предел выносливости при пульсирующей нагрузке;
K_r – коэффициент асимметрии.

3.5. Для пружин кручения коэффициент запаса прочности по выносливости определяется по формуле, указанной в п. 3.4, заменяя величины τ_3, $\tau_т$ и τ_o соответственно на величины σ_3, $\sigma_т$ и σ_o.

3.6. Пример расчета

D = 20 мм; d = 2 мм; P_1 = 3,3 кгс; P_2 = 6 кгс; n = 5,5.

Материал: проволока класса 1 по ГОСТ 9389-75 (группа стали – среднеуглеродистая).

$$D_o = D - d = 18 \text{ мм}; \quad C = \frac{D_o}{d} = 9; \quad K_1 = 1,16;$$

$$P_3 = 1,2 \cdot P_2 = 7,2 \text{ кгс}.$$

Коэффициент асимметрии определяем по формуле

$$K_r = \frac{P_1}{P_2}; \qquad (10)$$

$$K_r = \frac{3,3}{6} = 0,56;$$

$$\tau_3 = 2,55\,\frac{D_o P_3 K_1}{d^3} = 53,5 \text{ кгс/мм}^2.$$

По табл. 2 находим

$$\tau_т = 80 \text{ кгс/мм}^2; \quad \tau_о = 65 \text{ кгс/мм}^2.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по выносливости

$$n_r = \frac{2 \cdot 80}{53{,}5 \left[(1 + 0{,}56) + \left(\frac{2 \cdot 80}{65} - 1\right)(1 - 0{,}56)\right]} = 1{,}85,$$

коэффициент находится в заданных пределах.

4. РАСЧЕТ ПРУЖИН НА РЕЗОНАНС

4.1. При расчете пружин на вибрацию необходимо определять частоту их собственных колебаний.

Собственная частота колебаний пружин, изготовленных из стали с модулем упругости при сдвиге $G = 8000 \text{ кгс/мм}^2$, определяют по формуле

$$N' = 2{,}148 \cdot 10^7 \frac{d}{D_o^2 n} \text{ колебаний/мин} \tag{11}$$

или

$$N' = 3{,}6 \cdot 10^6 \frac{d}{D_o^2 n} \text{ Гц}, \tag{12}$$

где N' – число вибрации первого порядка пружины, колеблющейся между концами своих опор.

Во избежание резонанса отношение A частоты собственных колебаний пружины N' к частоте вынужденных колебаний $N_в$ не должно быть меньше 8.

Рекомендуется

$$A = \frac{N'}{N_в} = 8 \ldots 15.$$

4.2. Если частота собственных колебаний недостаточна, то необходимо увеличить жесткость (постоянную) пружины $Z = \frac{Gd^4}{8D_o^3 n}$ или уменьшить вес пружины Q, рассчитываемый по формуле

$$Q = \frac{\pi^2 d^2 D_o^2 n \gamma}{4}, \tag{13}$$

где γ – удельный вес проволоки (7,85 г/см^3 для стали).

4.3. Пример расчета пружины на резонанс. $D_o = 18$ мм; $d = 2$ мм; число вынужденных колебаний пружины $N_в = 25$ Гц (определяется из условий работы механизма).

Определяем число собственных колебаний пружины

$$N' = 2{,}148 \cdot 10^7 \frac{d}{D_o^2 n} = 2{,}148 \cdot 10^7 \frac{2}{18^2 \cdot 5{,}5} = 21480 \text{ колебаний/мин} \approx 358 \text{ Гц}$$

Отношение числа собственных колебаний к вынужденным

$$A = \frac{358}{25} = 14,3$$ – находится в допустимых пределах.

5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРУЖИН СЖАТИЯ НА СОУДАРЕНИЕ ВИТКОВ

5.1. При больших скоростях деформации пружины крайние со стороны нагружения витки движутся быстрее, чем последующие, вследствие того, что возрастающая нагрузка не успевает преодолеть инерцию витков. При определенной скорости, называемой критической, происходит набегание крайних витков и жесткий удар, вызывающий их расплющивание и разрушение. Это значительно сокращает долговечность пружины.

5.2. Критическая скорость $V_{кр}$ рассчитывается по формуле

$$V_{кр} = \frac{\delta \tau_3}{3,58} \text{ м/сек}, \qquad (14)$$

где δ – относительный зазор, рассчитываемый по любому из следующих равенств:

$$\delta = \frac{H_2 - H_3}{H_o - H_3} = \frac{F_3 - F_2}{F_3} = \frac{P_3 - P_2}{P_3}, \qquad (15)$$

где τ_3 – предельно допустимое расчетное напряжение материала пружины в кгс/мм^2 при испытательной нагрузке P_3.

5.3. Если скорость деформации V_o окажется большей, чем $V_{кр}$, то следует увеличить величину относительного зазора δ или расчетного напряжения τ_3. В последнем случае повышенное значение не должно превышать $\tau_{пр}$.

5.4. Увеличение относительного зазора может быть достигнуто увеличением отношения $\frac{P_3}{P_2}$. При этом увеличивается разность $P_3 - P_2$.

5.5. Если в проверяемой пружине отношение $\frac{P_3}{P_2}$ было взято максимальным (1,25), следует, не изменяя величину испытательной нагрузки P_3, увеличить шаг пружины. При этом величину относительного зазора δ рассчитывают по формуле

$$\delta = \frac{P_{сж} - P_2}{P_{сж}}, \qquad (16)$$

где $P_{сж}$ – нагрузка, при которой пружина сжимается до соприкосновения витков.

5.6. Увеличение относительного зазора при сохранении основных параметров пружин D, d и P вызывает увеличение высоты пружины в сжатом и свободном состоянии.

5.7. Увеличение расчетного напряжения τ_3 требует полного пересчета пружины и связано с уменьшением ее выносливости.

СОДЕРЖАНИЕ